YUNUS A. ÇENGEL
MICHAEL A. BOLES
TERMODINÁMICA
Octava edición
Mc
Graw
Hill
Education

TERMODINÁMICA

TERMODINÁMICA

OCTAVA EDICIÓN

YUNUS A. ÇENGEL
University of Nevada, Reno

MICHAEL A. BOLES
North Carolina State University

Revisión técnica

Abraham Laurencio Martínez Bautista
Universidad Nacional Autónoma de México

Rodolfo Soto Urbina
Universidad de Costa Rica

Guillermo Evangelista Benites
Universidad Nacional de Trujillo, Perú

Ignacio del Valle Granados
Tecnológico de Costa Rica

Eligio Astorga Cordero
Universidad de Costa Rica

Víctor Hugo Ayerdi Barbales
Universidad del Valle de Guatemala

Leonora de Lemos Medina
Universidad de Costa Rica

Mario René Santizo Calderón
Universidad Rafael Landivar, Guatemala

MÉXICO • AUCKLAND • BOGOTÁ • BUENOS AIRES • GUATEMALA • LONDRES
MADRID • MILÁN • MONTREAL • NUEVA DELHI • NUEVA YORK • SAN FRANCISCO
SAN JUAN • SANTIAGO • SAO PAULO • SIDNEY • SINGAPUR • ST. LOUIS • TORONTO

Directora de desarrollo editorial y digital: Patricia Ledezma
Coordinador sponsor: Jesús Mares
Coordinadora editorial: Marcela I. Rocha
Editora de desarrollo: Ana Laura Delgado
Supervisor de producción: Zeferino García

Traducción: Virgilio González y Pozo†, Sergio Sarmiento y Erika Jasso

TERMODINÁMICA
Octava edición

Prohibida la reproducción total o parcial de esta obra,
por cualquier medio, sin la autorización escrita del editor.

DERECHOS RESERVADOS © 2015, 2012, 2009 respecto a la tercera edición en español por
McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
Edificio Punta Santa Fe
Prolongación Paseo de la Reforma 1015, Torre A
Piso 16, Colonia Desarrollo Santa Fe,
Delegación Álvaro Obregón
C.P. 01376, México, D.F.
Miembro de la Cámara Nacional de la Industria Editorial Mexicana, Reg. Núm. 736

ISBN 978-607-15-1281-9
ISBN (de la edición anterior): 978-607-15-0743-3

Traducido de la octava edición de *Thermodynamics: An Engineering Approach*. Copyright © 2015 por
McGraw-Hill Education. Todos los derechos reservados.

EL 03/15

1234567890 2346789015

Impreso en México *Printed in Mexico*

Citas sobre la ética

Sin la ética, todo sucede como si fuéramos cinco mil millones de pasajeros en una gran maquinaria y nadie es el conductor. Y cada vez va más rápido, pero no sabemos hacia dónde.

Jacques Cousteau

Sólo porque puedes hacerlo y porque tienes el derecho a hacerlo, no significa que esté bien hacerlo.

Laura Schlessinger

Un hombre sin ética es un animal salvaje desatado en el mundo.

Manly Hall

La preocupación por un hombre y su destino debe ser siempre el principal interés de cualquier esfuerzo técnico. Nunca hay que olvidarlo entre los diagramas y ecuaciones.

Albert Einstein

La cobardía pregunta: "¿es seguro?" La conveniencia, "¿es político?" La vanidad, "¿es popular?" Pero la conciencia se pregunta: "¿es lo correcto?" Y llega el momento en el que uno debe asumir una postura que no es segura ni política ni popular, pero uno la debe asumir debido a que la propia conciencia le dicta a uno qué es lo correcto.

Martin Luther King, Jr.

Educar la mente de un hombre y no su moral es educar a una amenaza para la sociedad.

Theodore Roosevelt

La política que gira en torno al beneficio es barbarie.

Said Nursi

La verdadera prueba de la civilización no es el censo ni el tamaño de sus ciudades ni de sus cosechas, sino la clase de hombres que producen.

Ralph W. Emerson

La medida del carácter de un hombre es lo que él haría si supiera que nunca sería descubierto.

Thomas B. Macaulay

ACERCA DE LOS AUTORES

Yunus A. Çengel es profesor emérito de ingeniería mecánica en la University of Nevada, en Reno. Obtuvo su licenciatura en ingeniería mecánica en Istanbul Technical University y su maestría y doctorado en ingeniería mecánica en la North Carolina State University. Sus áreas de interés son la energía renovable, la eficiencia energética, las políticas energéticas, la mejora en la transferencia de calor y la educación ingenieril. Ha fungido como director del Industrial Assessment Center (IAC) en la University of Nevada, Reno, de 1996 a 2000. Ha presidido grupos de estudiantes de ingeniería en numerosas instalaciones manufactureras del norte de Nevada y de California, donde ha hecho evaluaciones industriales, y preparado informes de conservación de energía, minimización de desperdicios y aumento de producción para esas empresas. También ha trabajado como consejero de varias organizaciones y corporaciones gubernamentales.

El doctor Çengel también es autor o coautor de libros de texto ampliamente difundidos como *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications* (5a. ed., 2015), *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications* (3a. ed., 2014), *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences* (4a. ed., 2012), *Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer* (2a. ed., 2008) y *Differential Equations for Engineers and Scientists* (1a. ed., 2013), todos publicados por McGraw-Hill. Algunos de estos libros han sido traducidos al chino, japonés, coreano, tailandés, español, portugués, turco, italiano, griego y francés.

Çengel recibió notables premios a la enseñanza, así como el premio al "autor distinguido" que otorga ASEE Meriam/Wiley, en 1992, y en 2000, por su autoría de excelencia. Es un ingeniero profesional registrado en el estado de Nevada y es miembro de American Society of Mechanical Engineers (ASME) y de la American Society for Engineering Education (ASEE).

Michael A. Boles es profesor asociado de ingeniería mecánica y aeroespacial en North Carolina State University, donde obtuvo su doctorado en ingeniería mecánica y fue nombrado profesor distinguido por los alumnos. El doctor Boles ha recibido numerosos premios y reconocimientos por su excelencia como profesor de ingeniería. Recibió el premio SAE Ralph R. Teetor de Educación, y dos veces fue electo para la Academia de Profesores Distinguidos de North Carolina State University (ASME). La sección estudiantil de esa universidad lo ha reconocido en forma consistente como "profesor notable del año", y como el miembro docente con mayor impacto en los alumnos de ingeniería mecánica.

Se especializa en transferencia de calor e intervino en la solución analítica y numérica de cambio de fase y secado de medios porosos. Es miembro de la American Society for Engineering Education (ASEE) y Sigma Xi. El doctor Boles recibió el premio al "autor distinguido" de ASEE Meriam/Wiley, en 1992, por sus excelentes autorías.

Contenido

Prefacio xv

Capítulo 1
Introducción y conceptos básicos 1

1-1 Termodinámica y energía 2
Áreas de aplicación de la termodinámica 3

1-2 Importancia de las dimensiones y unidades 3
Algunas unidades SI e inglesas 6
Homogeneidad dimensional 8
Relaciones de conversión de unidades 9

1-3 Sistemas y volúmenes de control 10

1-4 Propiedades de un sistema 12
Continuo 12

1-5 Densidad y densidad relativa 13

1-6 Estado y equilibrio 14
Postulado de estado 14

1-7 Procesos y ciclos 15
Proceso de flujo estacionario 16

1-8 Temperatura y ley cero de la termodinámica 17
Escalas de temperatura 17
Escala de temperatura internacional de 1990 (ITS-90) 20

1-9 Presión 21
Variación de la presión con la profundidad 23

1-10 Dispositivos para la medición de la presión 26
Barómetro 26
Manómetro 29
Otros dispositivos de medición de presión 32

1-11 Técnica para resolver problemas 33
Paso 1: enunciado del problema 34
Paso 2: esquema 34
Paso 3: suposiciones y aproximaciones 34
Paso 4: leyes físicas 34
Paso 5: propiedades 34
Paso 6: cálculos 34
Paso 7: razonamiento, comprobación y análisis 35
Paquetes de software de ingeniería 35
Programa para resolver ecuaciones de ingeniería (*Engineering Equation Solver*, EES) 36
Observación acerca de los dígitos significativos 38

Resumen 39
Referencias y lecturas recomendadas 40
Problemas 40

Capítulo 2
Energía, transferencia de energía y análisis general de energía 51

2-1 Introducción 52

2-2 Formas de energía 53
Algunas consideraciones físicas de la energía interna 55
Más sobre energía nuclear 56
Energía mecánica 58

2-3 Transferencia de energía por calor 60
Antecedentes históricos sobre el calor 61

2-4 Transferencia de energía por trabajo 62
Trabajo eléctrico 65

2-5 Formas mecánicas del trabajo 66
Trabajo de flecha 66
Trabajo de resorte 67
Trabajo hecho sobre barras sólidas elásticas 67
Trabajo relacionado con el estiramiento de una película líquida 68
Trabajo hecho para elevar o acelerar un cuerpo 68
Formas no mecánicas del trabajo 69

2-6 La primera ley de la termodinámica 70
Balance de energía 71
Incremento de la energía de un sistema, $\Delta E_{\text{sistema}}$ 72
Mecanismos de transferencia de energía, E_{entrada} y E_{salida} 73

2-7 Eficiencia en la conversión de energía 77
Eficiencia de dispositivos mecánicos y eléctricos 81

2-8 Energía y ambiente 85
Ozono y esmog 86
Lluvia ácida 87
Efecto invernadero: calentamiento global y cambio climático 88

***Tema de interés especial:* Mecanismos de transferencia de calor 91**

Resumen 96
Referencias y lecturas recomendadas 96
Problemas 97

Capítulo 3
Propiedades de las sustancias puras 109

3-1 Sustancia pura 110

3-2 Fases de una sustancia pura 110

3-3 Procesos de cambio de fase en sustancias puras 111
Líquido comprimido y líquido saturado 112
Vapor saturado y vapor sobrecalentado 112
Temperatura de saturación y presión de saturación 113
Algunas consecuencias de la dependencia de T_{sat} y P_{sat} 115

3-4 Diagramas de propiedades para procesos de cambio de fase 116
1 Diagrama *T-v* 116
2 Diagrama *P-v* 118
Ampliación de los diagramas para incluir la fase sólida 119
3 Diagrama *P-T* 122
Superficie *P-v-T* 123

3-5 Tablas de propiedades 124
Entalpía: una propiedad de combinación 124
1*a* Estados de líquido saturado y de vapor saturado 125
1*b* Mezcla saturada de líquido-vapor 127
2 Vapor sobrecalentado 130
3 Líquido comprimido 131
Estado de referencia y valores de referencia 133

3-6 Ecuación de estado de gas ideal 135
¿El vapor de agua es un gas ideal? 137

3-7 Factor de compresibilidad, una medida de la desviación del comportamiento de gas ideal 137

3-8 Otras ecuaciones de estado 142
Ecuación de estado de Van der Waals 142
Ecuación de estado de Beattie-Bridgeman 143
Ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin 143
Ecuación de estado virial 143

Tema de interés especial:
Presión de vapor y equilibrio de fases 147

Resumen 151
Referencias y lecturas recomendadas 152
Problemas 152

CAPÍTULO 4
Análisis de energía de sistemas cerrados 163

4-1 Trabajo de frontera móvil 164
Proceso politrópico 169

4-2 Balance de energía para sistemas cerrados 171

4-3 Calores específicos 176

4-4 Energía interna, entalpía y calores específicos de gases ideales 178
Relaciones de calores específicos de gases ideales 180

4-5 Energía interna, entalpía y calores específicos de sólidos y líquidos 187
Cambios de energía interna 187
Cambios de entalpía 187

Tema de interés especial:
Aspectos termodinámicos de los sistemas biológicos 191

Resumen 198
Referencias y lecturas recomendadas 199
Problemas 199

CAPÍTULO 5
Análisis de masa y energía de volúmenes de control 215

5-1 Conservación de la masa 216
Flujos másico y volumétrico 216
Principio de conservación de la masa 218
Balance de masa para procesos de flujo estacionario 219
Caso especial: flujo incompresible 220

5-2 Trabajo de flujo y energía de un fluido en movimiento 222
Energía total de un fluido en movimiento 223
Energía transportada por la masa 224

5-3 Análisis de energía de sistemas de flujo estacionario 226

5-4 Algunos dispositivos ingenieriles de flujo estacionario 229
1 Toberas y difusores 229
2 Turbinas y compresores 232
3 Válvulas de estrangulamiento 235
4*a* Cámaras de mezclado 236
4*b* Intercambiadores de calor 238
5 Flujo en tuberías y ductos 240

5-5 Análisis de procesos de flujo no estacionario 242

Tema de interés especial:
Ecuación general de energía 247

Resumen 250
Referencias y lecturas recomendadas 251
Problemas 251

CAPÍTULO 6
La segunda ley de la termodinámica 275

6-1 Introducción a la segunda ley 276

6-2 Depósitos de energía térmica 277

6-3 Máquinas térmicas 278
Eficiencia térmica 279
¿Es posible ahorrar Q_{salida}? 281
La segunda ley de la termodinámica: enunciado de Kelvin-Planck 283

6-4 Refrigeradores y bombas de calor 283
Coeficiente de desempeño 284
Bombas de calor 285

Desempeño de refrigeradores, acondicionadores de aire y bombas de calor 286
La segunda ley de la termodinámica: enunciado de Clausius 288
Equivalencia de los dos enunciados 289

6-5 Máquinas de movimiento perpetuo 290

6-6 Procesos reversibles e irreversibles 292
Irreversibilidades 293
Procesos interna y externamente reversibles 294

6-7 El ciclo de Carnot 295
Ciclo de Carnot inverso 297

6-8 Principios de Carnot 297

6-9 Escala termodinámica de temperatura 299

6-10 La máquina térmica de Carnot 301
Calidad de la energía 303
Cantidad contra calidad en la vida diaria 303

6-11 El refrigerador de Carnot y la bomba de calor 304

***Tema de interés especial:* Refrigeradores domésticos 307**

Resumen 311
Referencias y lecturas recomendadas 312
Problemas 312

CAPÍTULO 7
Entropía 329

7-1 Entropía 330
Caso especial: procesos isotérmicos de transferencia de calor internamente reversibles 332

7-2 El principio del incremento de entropía 333
Algunos comentarios sobre la entropía 335

7-3 Cambio de entropía de sustancias puras 337

7-4 Procesos isentrópicos 341

7-5 Diagramas de propiedades que involucran a la entropía 342

7-6 ¿Qué es la entropía? 344
La entropía y la generación de entropía en la vida diaria 346

7-7 Las relaciones *T ds* 348

7-8 Cambio de entropía de líquidos y sólidos 349

7-9 Cambio de entropía de gases ideales 352
Calores específicos constantes (análisis aproximado) 353
Calores específicos variables (análisis exacto) 354
Procesos isentrópicos de gases ideales 356
Calores específicos constantes (análisis aproximado) 356
Calores específicos variables (análisis exacto) 357
Presión relativa y volumen específico relativo 357

7-10 Trabajo reversible de flujo estacionario 360
Demostración que los dispositivos de flujo estacionario entregan el máximo trabajo y consumen el mínimo cuando el proceso es reversible 363

7-11 Minimización del trabajo del compresor 364
Compresión en etapas múltiples con interenfriamiento 365

7-12 Eficiencias isentrópicas de dispositivos de flujo estacionario 368
Eficiencia isentrópica de turbinas 369
Eficiencias isentrópicas de compresores y bombas 371
Eficiencia isentrópica de toberas 373

7-13 Balance de entropía 375
Cambio de entropía de un sistema, $\Delta S_{\text{sistema}}$ 376
Mecanismos de transferencia de entropía, S_{entrada} y S_{salida} 376
1 Transferencia de calor 376
2 Flujo másico 377
Generación de entropía, S_{gen} 378
Sistemas cerrados 379
Volúmenes de control 379
Generación de entropía asociada con un proceso de transferencia de calor 386

***Tema de interés especial:* Reducción del costo del aire comprimido 388**

Resumen 398
Referencias y lecturas recomendadas 399
Problemas 400

CAPÍTULO 8
Exergía: una medida del potencial de trabajo 423

8-1 Exergía: potencial de trabajo de la energía 424
Exergía (potencial de trabajo) asociada con la energía cinética y potencial 425

8-2 Trabajo reversible e irreversibilidad 427

8-3 Eficiencia según la segunda ley, η_{II} 432

8-4 Cambio de exergía de un sistema 435
Exergía de una masa fija: exergía sin flujo (o de sistema cerrado) 435
Exergía de una corriente de flujo: exergía de flujo (o corriente) 438

8-5 Transferencia de exergía por calor, trabajo y masa 441
Transferencia de exergía por calor, Q 441
Transferencia de exergía por trabajo, W 442
Transferencia de exergía por masa, m 443

8-6 Principio de disminución de exergía y destrucción de exergía 443
Destrucción de exergía 444

8-7 Balance de exergía: sistemas cerrados 445

8-8 Balance de exergía: volúmenes de control 456
Balance de exergía para sistemas de flujo estacionario 457
Trabajo reversible, W_{rev} 458
Eficiencia según la segunda ley para dispositivos de flujo estacionario, η_{II} 458

***Tema de interés especial:* Aspectos cotidianos de la segunda ley 464**

Resumen 469
Referencias y lecturas recomendadas 470
Problemas 470

CAPÍTULO 9
Ciclos de potencia de gas 487

9-1 Consideraciones básicas para el análisis de los ciclos de potencia 488
9-2 El ciclo de Carnot y su valor en ingeniería 490
9-3 Suposiciones de aire estándar 492
9-4 Breve panorama de las máquinas reciprocantes 493
9-5 Ciclo de Otto: el ciclo ideal para las máquinas de encendido por chispa 494
9-6 Ciclo Diesel: el ciclo ideal para las máquinas de encendido por compresión 501
9-7 Ciclos Stirling y Ericsson 504
9-8 Ciclo Brayton: el ciclo ideal para los motores de turbina de gas 508
Desarrollo de las turbinas de gas 511
Desviación de los ciclos reales de turbina de gas en comparación con los idealizados 514
9-9 Ciclo Brayton con regeneración 516
9-10 Ciclo Brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración 518
9-11 Ciclos ideales de propulsión por reacción 522
Modificaciones para motores de turborreactor 526
9-12 Análisis de ciclos de potencia de gas con base en la segunda ley 528

***Tema de interés especial:* Ahorro de combustible y dinero al manejar con sensatez 531**

Resumen 538
Referencias y lecturas recomendadas 540
Problemas* 540

CAPÍTULO 10
Ciclos de potencia de vapor y combinados 555

10-1 El ciclo de vapor de Carnot 556
10-2 Ciclo Rankine: el ciclo ideal para los ciclos de potencia de vapor 557
Análisis de energía del ciclo Rankine ideal 558
10-3 Desviación de los ciclos de potencia de vapor reales respecto de los idealizados 561
10-4 ¿Cómo incrementar la eficiencia del ciclo Rankine? 564
Reducción de la presión del condensador (*reducción de* $T_{baja,prom}$) 564
Sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas (*incremento de* $T_{alta,prom}$) 565
Incremento de la presión de la caldera (*incremento de* $T_{alta,prom}$) 565
10-5 El ciclo Rankine ideal con recalentamiento 568
10-6 El ciclo Rankine ideal regenerativo 572
Calentadores abiertos de agua de alimentación 572
Calentadores cerrados de agua de alimentación 574
10-7 Análisis de ciclos de potencia de vapor con base en la segunda ley 580
10-8 Cogeneración 583
10-9 Ciclos de potencia combinados de gas y vapor 587

***Tema de interés especial:* Ciclos binarios de vapor 590**

Resumen 593
Referencias y lecturas recomendadas 593
Problemas 594

CAPÍTULO 11
Ciclos de refrigeración 609

11-1 Refrigeradores y bombas de calor 610
11-2 El ciclo invertido de Carnot 611
11-3 El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor 612
11-4 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor 616
11-5 Análisis de la segunda ley del ciclo de refrigeración por compresión de vapor 618
11-6 Selección del refrigerante adecuado 623
11-7 Sistemas de bombas de calor 625

11-8 Sistemas innovadores de refrigeración por compresión de vapor 627
Sistemas de refrigeración en cascada 627
Sistemas de refrigeración por compresión de múltiples etapas 630
Sistemas de refrigeración de propósito múltiple con un solo compresor 632
Licuefacción de gases 633

11-9 Ciclos de refrigeración de gas 635

11-10 Sistemas de refrigeración por absorción 638

Tema de interés especial:
Sistemas termoeléctricos de generación de potencia y de refrigeración 641

Resumen 643
Referencias y lecturas recomendadas 644
Problemas 644

Capítulo 12
Relaciones de propiedades termodinámicas 659

12-1 Un poco de matemáticas: derivadas parciales y relaciones asociadas 660
Diferenciales parciales 661
Relaciones de derivadas parciales 663

12-2 Relaciones de Maxwell 664

12-3 La ecuación de Clapeyron 666

12-4 Relaciones generales para du, dh, ds, c_v y c_p 669
Cambios en la energía interna 669
Cambios de entalpía 670
Cambios de entropía 671
Calores específicos c_v y c_p 672

12-5 El coeficiente de Joule-Thomson 676

12-6 Las Δh, Δu y Δs de gases reales 677
Cambios en la entalpía de gases reales 678
Cambios de energía interna de gases ideales 679
Cambios de entropía de gases reales 679

Resumen 682
Referencias y lecturas recomendadas 683
Problemas 683

Capítulo 13
Mezcla de gases 691

13-1 Composición de una mezcla de gases: fracciones molares y de masa 692

13-2 Comportamiento *P*-*v*-*T* de mezclas de gases: gases ideales y reales 694
Mezclas de gases ideales 695
Mezclas de gases reales 695

13-3 Propiedades de mezclas de gases: gases ideales y reales 699
Mezclas de gases ideales 700
Mezclas de gases reales 703

Tema de interés especial:
Potencial químico y el trabajo de separación de mezclas 707

Resumen 718
Referencias y lecturas recomendadas 719
Problemas 719

Capítulo 14
Mezclas de gas-vapor y acondicionamiento de aire 727

14-1 Aire seco y aire atmosférico 728

14-2 Humedad específica y relativa del aire 729

14-3 Temperatura de punto de rocío 731

14-4 Temperaturas de saturación adiabática y de bulbo húmedo 733

14-5 La carta psicrométrica 736

14-6 Comodidad humana y acondicionamiento de aire 737

14-7 Procesos de acondicionamiento de aire 739
Calentamiento y enfriamiento simples (ω = constante) 740
Calentamiento con humidificación 741
Enfriamiento con deshumidificación 742
Enfriamiento evaporativo 744
Mezclado adiabático de flujos de aire 745
Torres de enfriamiento húmedo 747

Resumen 749
Referencias y lecturas recomendadas 751
Problemas 751

Capítulo 15
Reacciones químicas 761

15-1 Combustibles y combustión 762

15-2 Procesos de combustión teórica y real 766

15-3 Entalpía de formación y entalpía de combustión 772

15-4 Análisis de sistemas reactivos con base en la primera ley 775
Sistemas de flujo estacionario 776
Sistemas cerrados 777

15-5 Temperatura de flama adiabática 780

15-6 Cambio de entropía de sistemas reactivos 783

15-7 Análisis de sistemas reactivos con base en la segunda ley 785

Tema de interés especial: **Celdas de combustible 790**

Resumen 792
Referencias y lecturas recomendadas 793
Problemas 793

CAPÍTULO 16
Equilibrio químico y de fase 805

16-1 Criterio para el equilibrio químico 806

16-2 La constante de equilibrio para mezclas de gases ideales 808

16-3 Algunas observaciones respecto a la K_p de las mezclas de gases ideales 812

16-4 Equilibrio químico para reacciones simultáneas 816

16-5 Variación de K_p con la temperatura 818

16-6 Equilibrio de fase 820

Equilibrio de fase para un sistema de un solo componente 820
La regla de fases 821
Equilibrio de fases para un sistema multicomponente 822

Resumen 827
Referencias y lecturas recomendadas 828
Problemas 829

CAPÍTULO 17
Flujo compresible 837

17-1 Propiedades de estancamiento 838

17-2 Velocidad del sonido y número de Mach 841

17-3 Flujo isentrópico unidimensional 843

Variación de la velocidad del fluido con el área de flujo 846
Relaciones de propiedades para el flujo isentrópico de gases ideales 848

17-4 Flujo isentrópico a través de toberas aceleradoras 850

Toberas convergentes 850
Toberas convergentes-divergentes 855

17-5 Ondas de choque y ondas de expansión 859

Choques normales 859
Choques oblicuos 866
Ondas expansivas de Prandtl-Meyer 870

17-6 Flujo en un ducto con transferencia de calor, de fricción insignificante (flujo de Rayleigh) 874

Relaciones de propiedades para flujos de Rayleigh 880
Flujo de Rayleigh ahogado 881

17-7 Toberas de vapor de agua 883

Resumen 886
Referencias y lecturas recomendadas 887
Problemas 888

CAPÍTULO 18 (CAPÍTULO EN WEB)
disponible en www.mhhe.com/cengel/termo8e

Energía renovable

18-1 Introducción

18-2 Energía solar

Radiación solar
Captador solar de placa plana
Captador solar concentrador
Captador de energía solar concentrador lineal
Centrales solares de torre
Estanque solar
Celdas fotovoltaicas
Aplicaciones solares pasivas
Ganancia de calor solar a través de las ventanas

18-3 Energía eólica

Tipos de turbinas eólicas y curva de rendimiento energético
Potencial de energía eólica
Densidad de energía eólica
Eficiencia de turbina eólica
Límite de Betz para la eficiencia de turbina eólica

18-4 Energía hidráulica

Análisis de una planta de energía hidroeléctrica
Tipos de turbinas

18-5 Energía geotérmica

Producción de energía geotérmica

18-6 Energía de biomasa

Recursos de biomasa
Conversión de la biomasa en biocombustible
Productos de biomasa
Producción de electricidad y calor por medio de biomasa
Deshechos sólidos municipales

Resumen
Referencias y lecturas sugeridas
Problemas

APÉNDICE 1

Tablas de propiedades, figuras y diagramas (unidades SI) 897

Tabla A-1 Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico 898

Tabla A-2 Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes 899

Tabla A-3 Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes 902

Tabla A-4 Agua saturada. Tabla de temperaturas 904

Tabla A-5 Agua saturada. Tabla de presiones 906

Tabla A-6 Vapor de agua sobrecalentado 908

Tabla A-7 Agua líquida comprimida 912

Tabla A-8 Hielo saturado. Vapor de agua 913

Figura A-9 Diagrama *T-s* para el agua 914

Figura A-10 Diagrama de Mollier para el agua 915

Tabla A-11 Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura 916

Tabla A-12 Refrigerante 134a saturado. Tabla de presión 918

Tabla A-13 Refrigerante 134a sobrecalentado 919

Figura A-14 Diagrama *P-h* para el refrigerante 134a 921

Figura A-15 Carta generalizada de compresibilidad de Nelson-Obert 922

Tabla A-16 Propiedades de la atmósfera a gran altitud 923

Tabla A-17 Propiedades de gas ideal del aire 924

Tabla A-18 Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2 926

Tabla A-19 Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2 928

Tabla A-20 Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2 930

Tabla A-21 Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO 932

Tabla A-22 Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2 934

Tabla A-23 Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O 935

Tabla A-24 Propiedades de gas ideal del oxígeno monoatómico, O 937

Tabla A-25 Propiedades de gas ideal del hidroxilo, OH 937

Tabla A-26 Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 25°C, 1 atm 938

Tabla A-27 Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes 939

Tabla A-28 Logaritmos naturales de la constante de equilibrio K_p 940

Figura A-29 Carta generalizada de desviación de entalpía 941

Figura A-30 Carta generalizada de desviación de entropía 942

Figura A-31 Carta psicrométrica a 1 atm de presión total 943

Tabla A-32 Funciones de flujo compresible unidimensional e isentrópico de un gas ideal con $k = 1.4$ 944

Tabla A-33 Funciones de choque normal unidimensional de un gas ideal con $k = 1.4$ 945

Tabla A-34 Funciones del flujo de Rayleigh para un gas ideal con $k = 1.4$ 946

APÉNDICE 2

Tablas de propiedades, figuras y diagramas (unidades inglesas) 947

Tabla A-1E Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico 948

Tabla A-2E Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes 949

Tabla A-3E Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes 952

Tabla A-4E Agua saturada. Tabla de temperaturas 954

Tabla A-5E Agua saturada. Tabla de presiones 956

Tabla A-6E Vapor de agua sobrecalentado 958
Tabla A-7E Agua líquida comprimida 962
Tabla A-8E Hielo saturado. Vapor de agua 963
Figura A-9E Diagrama *T-s* para el agua 964
Figura A-10E Diagrama de Mollier para el agua 965
Tabla A-11E Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura 966
Tabla A-12E Refrigerante 134a saturado. Tabla de presión 967
Tabla A-13E Refrigerante 134a sobrecalentado 968
Figura A-14E Diagrama *P-h* para el refrigerante 134a 970
Tabla A-16E Propiedades de la atmósfera a gran altitud 971
Tabla A-17E Propiedades de gas ideal del aire 972
Tabla A-18E Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2 974
Tabla A-19E Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2 976
Tabla A-20E Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2 978
Tabla A-21E Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO 980
Tabla A-22E Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2 982
Tabla A-23E Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O 983
Tabla A-26E Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 77°C, 1 atm 985
Tabla A-27E Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes 986
Figura A-31E Gráfica psicrométrica a 1 atm de presión total 987

Índice analítico 989

PREFACIO

ANTECEDENTES

La termodinámica es una materia excitante y fascinante que trata sobre la energía, la cual es esencial para la conservación de la vida, además de que ha sido por mucho tiempo una parte fundamental de los programas de estudio de ingeniería en todo el mundo. Es una ciencia que tiene una amplia aplicación: desde los organismos microscópicos hasta los electrodomésticos, los vehículos de transporte, los sistemas de generación de energía eléctrica e incluso la filosofía. Este libro contiene material suficiente para dos cursos consecutivos de termodinámica; se presupone que los estudiantes poseen antecedentes sólidos en física y cálculo.

OBJETIVOS

Esta obra está pensada para utilizarse como libro de texto por los estudiantes durante los últimos años de su licenciatura, así como por ingenieros como libro de referencia. Sus objetivos son:

- Cubrir los *principios básicos* de la termodinámica.
- Presentar una vasta cantidad de *ejemplos reales de ingeniería* con la finalidad de proporcionar al estudiante una idea de cómo se aplica la termodinámica en la práctica de la ingeniería.
- Desarrollar una *comprensión intuitiva* de la termodinámica haciendo énfasis en la física y en los argumentos físicos.

Se desea sobre todo que este libro —mediante sus explicaciones claras sobre conceptos y del uso de numerosos ejemplos prácticos y figuras— ayude a los estudiantes a desarrollar las habilidades básicas para llenar el hueco que existe entre el conocimiento y la confianza para aplicar adecuadamente tal aprendizaje.

FILOSOFÍA Y OBJETIVO

La filosofía que contribuyó a la enorme popularidad que gozaron las ediciones anteriores de esta obra se ha conservado intacta en esta nueva edición. En particular, el objetivo ha sido proporcionar un libro de ingeniería que:

- Llegue directamente y *de una manera sencilla pero precisa* a la mente de los futuros ingenieros.
- Conduzca a los estudiantes a una comprensión clara y un conocimiento sólido de los *principios básicos* de la termodinámica.
- Fomente el *pensamiento creativo* y el desarrollo de una *comprensión más profunda* y *un conocimiento intuitivo* sobre la materia.
- Sea *leído* por los estudiantes con *interés* y *entusiasmo* en vez de que sólo se utilice como una ayuda en la resolución de problemas.

Se ha hecho un esfuerzo especial para fomentar la curiosidad natural de los lectores y ayudar a los estudiantes a explorar las diversas facetas del emocio-

nante tema de la termodinámica. La respuesta entusiasta que hemos recibido por parte de los usuarios de ediciones anteriores —desde pequeñas escuelas hasta grandes universidades alrededor del mundo— y las continuas traducciones en nuevos lenguajes indican que nuestros objetivos se han alcanzado en buena parte. En nuestra filosofía, creemos que la mejor forma de aprender es a través de la práctica; por lo tanto, se ha buscado a lo largo de todo el libro, reforzar el material que se presentó en ediciones anteriores. Anteriormente, los ingenieros pasaban una gran parte de su tiempo sustituyendo valores en las fórmulas y obteniendo resultados numéricos. Sin embargo, ahora la manipulación de fórmulas y el procesamiento de datos numéricos se dejan principalmente a las computadoras. El ingeniero del mañana deberá tener una comprensión clara y conocimientos firmes sobre los *principios básicos* de modo que pueda entender incluso los problemas más complejos, formularlos e interpretar los resultados. Nos esforzamos por enfatizar estos principios básicos y además de ofrecer a los estudiantes un panorama del uso que se da a las computadoras en la práctica de la ingeniería.

En todo el libro se utiliza el enfoque tradicional *clásico* o *macroscópico,* con argumentos microscópicos de apoyo. Este enfoque está más acorde con la intuición de los estudiantes y hace mucho más fácil el aprendizaje de la materia.

LO NUEVO EN ESTA EDICIÓN

Un cambio importante en esta octava edición es la adición de un nuevo capítulo web sobre energía renovable disponible en el Centro de Recursos en Línea (www.mhhe.com/cengel/termo8e). Otro cambio importante es la actualización de las tablas del R-134a para que los valores de las propiedades sean consistentes con los de la última versión del EES. Todos los ejemplos resueltos y los problemas de final del capítulo que tengan que ver con R-134a se modificaron para reflejar este cambio. Esta edición incluye numerosos problemas nuevos con una variedad de aplicaciones. Los problemas, cuyas soluciones requieren investigaciones paramétricas y por lo tanto el uso de una computadora, se identifican mediante un icono, como antes. Algunos problemas existentes de ediciones pasadas han sido eliminados, y a través de todo el libro se han realizado algunos cambios y actualizaciones con el fin de lograr con claridad y facilidad la lectura del texto.

HERRAMIENTAS PARA EL APRENDIZAJE

INTRODUCCIÓN TEMPRANA A LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

La primera ley de la termodinámica se presenta al principio del capítulo 2, "Energía, transferencia de energía y análisis general de energía". Este capítulo introductorio conforma el marco para establecer una comprensión general de las diferentes formas de la energía, los mecanismos para la transferencia de energía, el concepto de balance de energía, la economía termodinámica, la conversión de energía y la eficiencia de conversión, mediante el uso de escenarios familiares dentro de los que se incluyen formas de energía eléctrica y mecánica, principalmente. Asimismo, en las primeras etapas del curso se exponen a los estudiantes algunas aplicaciones de la termodinámica en la vida real, que les ayuda a crear conciencia del valor económico de la energía. Vale señalar el énfasis en la utilización de energía renovable, como la eólica y la hidráulica, y el uso eficiente de los recursos existentes.

ÉNFASIS EN LA FÍSICA

Una característica distintiva de este libro es el énfasis en los aspectos físicos del tema, además de las representaciones y manipulaciones. Los autores tienen certeza de que el énfasis en la educación de licenciatura debe ser *desarrollar un sentido de los mecanismos físicos subyacentes* y un *dominio de solución de problemas prácticos* que es probablemente lo que un ingeniero va a encarar en el mundo real. El desarrollo de una comprensión intuitiva en el transcurso del curso de termodinámica debe ser algo motivador y valioso para los estudiantes.

USO EFICIENTE DE LA ASOCIACIÓN

Una mente observadora no debe tener dificultades para comprender las ciencias de la ingeniería. Después de todo, los principios de estas ciencias se basan en *experiencias cotidianas* y *observaciones experimentales*. A lo largo de la obra se usará un enfoque intuitivo más físico y con frecuencia se *realizan similitudes* entre el tema en cuestión y las experiencias diarias de los estudiantes, de modo que puedan relacionar la materia estudiada con lo que saben de antemano. El proceso de cocinar, por ejemplo, sirve como un excelente vehículo para demostrar los principios básicos de la termodinámica.

AUTOAPRENDIZAJE

El material del texto se presenta en un nivel de complejidad tal que un estudiante promedio pueda seguir sin problema. Se dirige *a los* estudiantes, no *por encima de* ellos; de hecho, se presta para el *autoaprendizaje*. La secuencia de la cobertura del material va de lo *simple* a lo *general*. Es decir, comienza con el caso más simple y agrega complejidad de forma gradual. De esta manera los conceptos básicos se aplican repetidamente a sistemas distintos, por lo que los estudiantes adquieren un dominio de cómo aplicar los principios en lugar de cómo simplificar una fórmula general. Al observar que los principios de la ciencia se basan en observaciones experimentales, todas las deducciones que se presentan en este libro se basan en argumentos físicos, por lo tanto son fáciles de seguir y comprender.

AMPLIO USO DE IMÁGENES

Las figuras son instrumentos importantes para el aprendizaje y permiten a los estudiantes "darse una idea general". En el texto se hace un uso eficiente de los gráficos. Además, se han mejorado una gran cantidad de figuras para volverlas tridimensionales y, por lo tanto, más realistas. Las figuras atraen la atención y estimulan la curiosidad y el interés. La mayoría de las figuras sirven como un medio para enfatizar conceptos importantes que de otra forma pasarían inadvertidos, mientras que otras se utilizan como resúmenes de párrafos.

OBJETIVOS DE APRENDIZAJE Y RESÚMENES

Los capítulos comienzan con una *descripción general* del material que se estudiará y con los *objetivos de aprendizaje* específicos. Al final de cada capítulo se incluye un *resumen* que proporciona una revisión rápida de los conceptos básicos y relaciones importantes enfatizando la importancia del material.

NUMEROSOS EJEMPLOS DE EJERCICIOS CON UN PROCEDIMIENTO SISTEMÁTICO PARA RESOLVERLOS

Cada capítulo contiene varios *ejemplos* de ejercicios que esclarecen el material e ilustran el uso de los principios básicos. En la resolución de los problemas de ejemplo se utilizó un enfoque *intuitivo* y *sistemático*. En primer término, se enuncia el problema y se identifican los objetivos. Después, se

establecen las suposiciones junto con sus justificaciones. En forma separada, se enlistan las propiedades necesarias para resolver el problema, si así lo amerita. Se utilizan valores numéricos en conjunto con sus unidades para enfatizar que si los primeros carecen de las segundas no tienen ningún significado, y que la manipulación de éstas es tan importante como la manipulación de aquéllos mediante el uso de la calculadora. Una vez que se llega a la solución, se analiza el significado del valor que se obtuvo. Este método se utiliza también de manera consistente en las resoluciones que se presentan en el manual de respuestas del profesor.

UNA GRAN CANTIDAD DE PROBLEMAS REALES AL FINAL DE CADA CAPÍTULO

Los problemas que se incluyen al final de cada capítulo están agrupados bajo temas específicos a fin de hacer que su selección sea más fácil tanto para el profesor como para el estudiante. En cada grupo de problemas se encuentran *Preguntas de concepto*, indicadas con la letra "C", para verificar el nivel de comprensión del estudiante sobre conceptos básicos. Los problemas que se agrupan en el apartado *Problemas de repaso* son de naturaleza más completa y no están relacionados directamente con alguna sección específica de determinado capítulo (en algunos casos requieren la revisión del material que se aprendió en los capítulos anteriores). Los del apartado *Diseño y prueba* tienen como objetivo alentar a los estudiantes a elaborar juicios sobre ingeniería, conducir la investigación independiente de temas de interés y comunicar sus descubrimientos de manera profesional. Los problemas identificados con la letra "E" están en unidades inglesas, por lo que los usuarios del SI pueden ignorarlos. Los problemas con el icono se resolverán con el EES. La naturaleza de los problemas con dicho icono es muy detallada y están diseñados para ser resueltos con una computadora y posiblemente con el software EES u otro similar. Varios problemas relacionados con la economía y la seguridad se incorporan a lo largo del libro para reforzar, entre los estudiantes de ingeniería, la conciencia acerca del costo y la seguridad. Las respuestas a algunos problemas seleccionados se enumeran inmediatamente después de la descripción de los mismos para mayor comodidad. Además, con el fin de preparar a los estudiantes para el examen sobre fundamentos de ingeniería (que cada vez cobra mayor importancia en el criterio de selección del ABET 2000) y para facilitar los exámenes de opción múltiple, se incluyeron más de 200 *problemas de opción múltiple* en los diferentes apartados de los problemas que se hallan al final de cada capítulo. Dichos problemas están identificados bajo el título *Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería* (FI) a fin de que sean reconocibles fácilmente. El objetivo de estos problemas es verificar la comprensión de los fundamentos y ayudar a los lectores a evitar que incurran en errores comunes.

CONVENCIÓN DE SIGNOS

Se renuncia al uso de una convención de signos formales para calor y trabajo debido a que a menudo puede ser contraproducente. Se adopta un método físicamente significativo e interesante para crear interacciones en lugar de un método mecánico. Los subíndices "entrada" y "salida" se emplean en lugar de los signos más y menos con el fin de señalar las direcciones de las interacciones.

FÓRMULAS FÍSICAMENTE SIGNIFICATIVAS

Se usan las formas físicamente significativas de las ecuaciones de balance en lugar de las fórmulas, a fin de fomentar una comprensión más profunda y evitar un método del tipo "receta de cocina". Los balances de masa, energía,

entropía y exergía para *cualquier sistema* que experimenta *cualquier proceso* se expresan como sigue

Balance de masa:
$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}}$$

Balance de energía:
$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en la energía interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

Balance de entropía:
$$\underbrace{S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de entropía}\\ \text{por calor y masa}}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Generación}\\ \text{entrópica}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en}\\ \text{la entropía}}}$$

Balance de exergía:
$$\underbrace{X_{\text{entrada}} - X_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{\text{eliminado}}}_{\substack{\text{Destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{de exergía}}}$$

Estas relaciones reafirman que durante un proceso real la masa y la energía se conservan, la entropía se genera y la exergía se destruye. Se invita a los estudiantes a que usen estas formas de balance en los primeros capítulos después de que especifiquen el sistema y las simplifiquen para cada problema en particular.

Un método mucho más relajado se emplea en los capítulos posteriores a medida que los estudiantes van adquiriendo un mayor dominio.

SELECCIÓN DE UNIDADES SI O EN UNIDADES INGLESAS

Como un reconocimiento al hecho de que las unidades inglesas aún se usan ampliamente en algunas industrias, en el libro se emplean tanto unidades SI como inglesas, haciendo énfasis en el SI. El contenido se puede cubrir usando la combinación de unidades SI e inglesas o únicamente las del SI, de acuerdo con la preferencia del profesor. Las gráficas y tablas de propiedades en los apéndices se presentan en ambas unidades, excepto en aquellas que implican cantidades dimensionales. Los problemas, tablas y gráficas en unidades inglesas están identificados con la letra "E", colocado después del número con la finalidad de que sea sencillo reconocerlos; asimismo, los usuarios del sistema SI pueden ignorarlos sin problema.

TEMAS DE INTERÉS ESPECIAL

La mayoría de los capítulos contienen una sección llamada "Tema de interés especial", en la que se analizan algunos aspectos interesantes de la termodinámica. Ejemplos de ello son *Aspectos termodinámicos de los sistemas biológicos*, que aparece en el capítulo 4; *Refrigeradores domésticos*, del 6; *Aspectos cotidianos de la segunda ley,* del 8, y *Ahorro de combustible y dinero al manejar con sensatez*, del capítulo 9. Los temas seleccionados para esta sección ofrecen extensiones verdaderamente intrigantes sobre termodinámica, sin embargo, si se desea pueden omitirse sin que esto represente una pérdida de continuidad.

GLOSARIO DE TÉRMINOS DE TERMODINÁMICA

A lo largo de los capítulos, cuando se introduzca y defina un término o concepto clave importantes, aparecerá en **negritas**.

FACTORES DE CONVERSIÓN

Los factores de conversión y las constantes físicas de uso frecuente se listan en las páginas finales del libro para que sean una referencia fácil de usar.

MATERIALES DE APOYO

Esta obra cuenta con interesantes complementos que fortalecen los procesos de enseñanza-aprendizaje, así como la evaluación de los mismos, los cuales

se otorgan a profesores que adoptan este texto para sus cursos. Para obtener más información y conocer la política de entrega de estos materiales, contacte a su representante McGraw-Hill.

RECURSOS EN LÍNEA PARA ESTUDIANTES E INSTRUCTORES

McGraw-Hill LearnSmart™ también está disponible como una función integrada de McGraw-Hill Connect® Engineering. Es un sistema de aprendizaje adaptativo diseñado para ayudar a los estudiantes a aprender más rapidamente, estudiar con mayor eficiencia y retener más conocimientos para un mayor éxito. LearnSmart evalúa los conocimientos del curso de un estudiante a través de una serie de preguntas adaptativas. Señala los conceptos que el estudiante no comprende y diseña un plan de estudio personalizado para su éxito.

Para mayor información sobre estos recursos pregunte a su representante de McGraw-Hill local.

AGRADECIMIENTOS

Los autores desean reconocer, con aprecio, los numerosos y valiosos comentarios, sugerencias, críticas constructivas y elogios por parte de los siguientes evaluadores y revisores:

Edward Anderson
Texas Tech University

John Biddle
Cal Poly Pomona University

Gianfranco DiGiuseppe
Kettering University

Shoeleh Di Julio
California State Universit-Northridge

Afshin Ghajar
Oklahoma State University

Harry Hardee
New Mexico State University

Kevin Lyons
North Carolina State University

Kevin Mcfarlan
John Brown University

Saeed Manafzadeh
University of Illinois-Chicago

Alez Moutsoglou
South Dakota State University

Rishi Raj
The City College of New York

Maria Sanchez
California State University-Fresno

Kalyan Srinivasan
Mississippi State University

Robert Stiger
Gonzaga University

Sus sugerencias ayudaron mucho a mejorar la calidad de este texto. En particular quisiéramos expresar nuestra gratitud a Mehmet Kanoglu, de University of Gaziantep, Turquía, por sus valiosas contribuciones, su revisión crítica del manuscrito y su especial atención a la exactitud y al detalle.

También quisiéramos agradecer a nuestros alumnos, de quienes recibimos gran cantidad de realimentación de acuerdo con sus perspectivas. Por último, deseamos expresar nuestro aprecio a nuestras esposas, Zehra Çengel y Sylvia Boles, así como a nuestros hijos, por su persistente paciencia, comprensión y apoyo durante la preparación de este texto.

Yunus A. Çengel
Michael A. Boles

CAPÍTULO

1

Introducción y conceptos básicos

Toda ciencia posee un vocabulario único y la termodinámica no es la excepción. La definición precisa de conceptos básicos constituye una base sólida para el desarrollo de una ciencia y evita posibles malas interpretaciones. Este capítulo inicia con un repaso de la termodinámica y los sistemas de unidades y continúa con la explicación de algunos conceptos básicos, como *sistema*, *estado*, *postulado de estado*, *equilibrio* y *proceso.* Se analizan las propiedades intensivas y extensivas de un sistema y se define la densidad, la gravedad específica y el peso específico. También se analizan los términos *temperatura* y *escalas de temperatura* con especial énfasis en la Escala Internacional de Temperatura de 1990. Posteriormente se presenta *presión*, definida como la fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área, y se analizan las presiones *absoluta* y *manométrica*, la variación de la presión con la profundidad y los instrumentos de medición de presión, como manómetros y barómetros. El estudio cuidadoso de estos conceptos es esencial para lograr una buena comprensión de los temas tratados en este libro. Por último, se presenta una *técnica para resolver problemas*, intuitiva y sistemática, que se puede usar como modelo en la solución de problemas de ingeniería.

OBJETIVOS

En el capítulo 1, los objetivos son:

- Identificar el vocabulario específico relacionado con la termodinámica por medio de la definición precisa de conceptos básicos con la finalidad de formar una base sólida para el desarrollo de los principios de la termodinámica.
- Revisar los sistemas de unidades SI métrico e inglés que se utilizarán en todo el libro.
- Explicar los conceptos básicos de la termodinámica, como sistema, estado, postulado de estado, equilibrio, proceso y ciclo.
- Analizar las propiedades de un sistema y definir la densidad, la gravedad específica y el peso específico.
- Revisar los conceptos de temperatura, escalas de temperatura, presión y presiones absoluta y manométrica.
- Introducir una técnica intuitiva y sistemática para resolver problemas.

1-1 ▪ Termodinámica y energía

La termodinámica se puede definir como la ciencia de la *energía.* Aunque todo el mundo tiene idea de lo que es la energía, es difícil definirla de forma precisa. La energía se puede considerar como la capacidad para causar cambios.

El término *termodinámica* proviene de las palabras griegas *therme* (calor) y *dynamis* (fuerza), lo cual corresponde a lo más descriptivo de los primeros esfuerzos por convertir el calor en energía. En la actualidad, el concepto se interpreta de manera amplia para incluir los aspectos de energía y sus transformaciones, incluida la generación de potencia, la refrigeración y las relaciones entre las propiedades de la materia.

Una de las más importantes y fundamentales leyes de la naturaleza es el **principio de conservación de la energía**. Éste expresa que durante una interacción, la energía puede cambiar de una forma a otra pero su cantidad total permanece constante. Es decir, la energía no se crea ni se destruye. Una roca que cae de un acantilado, por ejemplo, adquiere velocidad como resultado de su energía potencial convertida en energía cinética (Fig. 1-1). El principio de conservación de la energía también estructura la industria de las dietas: una persona que tiene un mayor consumo energético (alimentos) respecto a su gasto de energía (ejercicio) aumentará de peso (almacena energía en forma de grasa), mientras otra persona con una ingestión menor respecto a su gasto energético perderá peso (Fig. 1-2). El cambio en el contenido energético de un cuerpo o de cualquier otro sistema es igual a la diferencia entre la entrada y la salida de energía, y el balance de ésta se expresa como $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E$.

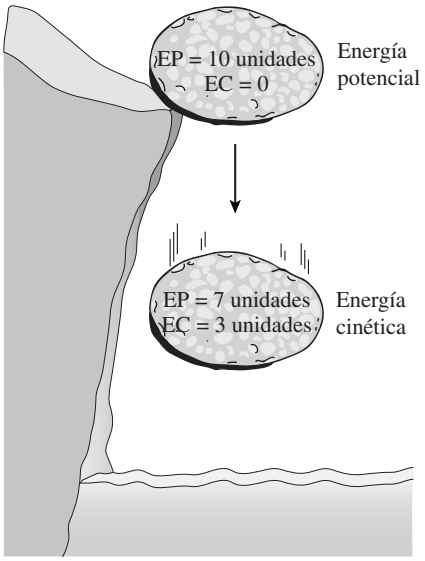


Figura 1-1
La energía no se crea ni se destruye; sólo se transforma (primera ley).

La **primera ley de la termodinámica** es simplemente una expresión del principio de conservación de la energía, y sostiene que la *energía* es una propiedad termodinámica. La **segunda ley de la termodinámica** afirma que la energía tiene *calidad* así como *cantidad*, y los procesos reales ocurren hacia donde disminuye la calidad de la energía. Por ejemplo, una taza de café caliente sobre una mesa en algún momento se enfría, pero una taza de café frío en el mismo espacio nunca se calienta por sí misma (Fig. 1-3). La energía de alta temperatura del café se degrada (se transforma en una forma menos útil a otra con menor temperatura) una vez que se transfiere hacia el aire circundante.

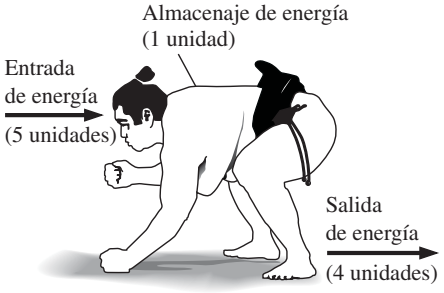


Figura 1-2
Principio de conservación de la energía para el cuerpo humano.

Aunque los principios de la termodinámica han existido desde la creación del universo, esta ciencia surgió como tal hasta que Thomas Savery en 1697 y Thomas Newcomen en 1712 construyeron en Inglaterra las primeras máquinas de vapor atmosféricas exitosas, las cuales eran muy lentas e ineficientes, pero abrieron el camino para el desarrollo de una nueva ciencia.

La primera y la segunda leyes de la termodinámica surgieron de forma simultánea a partir del año de 1850, principalmente de los trabajos de William Rankine, Rudolph Clausius y lord Kelvin (antes William Thomson). El término *termodinámica* se usó primero en una publicación de lord Kelvin en 1849; y por su parte, William Rankine, profesor en la universidad de Glasgow, escribió en 1859 el primer texto sobre el tema.

Se sabe que una sustancia está constituida por un gran número de partículas llamadas *moléculas*, y que las propiedades de dicha sustancia dependen, por supuesto, del comportamiento de estas partículas. Por ejemplo, la presión de un gas en un recipiente es el resultado de la transferencia de cantidad de movimiento entre las moléculas y las paredes del recipiente. Sin embargo, no es necesario conocer el comportamiento de las partículas de gas para determinar la presión en el recipiente, bastaría con colocarle

un medidor de presión al recipiente. Este enfoque macroscópico al estudio de la termodinámica que no requiere conocer el comportamiento de cada una de las partículas se llama **termodinámica clásica**, y proporciona un modo directo y fácil para la solución de problemas de ingeniería. Un enfoque más elaborado, basado en el comportamiento promedio de grupos grandes de partículas individuales, es el de la **termodinámica estadística**. Este enfoque microscópico es bastante complicado y en este libro sólo se usa como apoyo.

Áreas de aplicación de la termodinámica

En la naturaleza, todas las actividades tienen que ver con cierta interacción entre la energía y la materia; por consiguiente, es difícil imaginar un área que no se relacione de alguna manera con la termodinámica. Por lo tanto, desarrollar una buena comprensión de los principios básicos de esta ciencia ha sido durante mucho tiempo parte esencial de la educación en ingeniería.

Comúnmente la termodinámica se encuentra en muchos sistemas de ingeniería y otros aspectos de la vida y no es necesario ir muy lejos para comprobar esto. De hecho no se necesita ir a ningún lado. El corazón bombea sangre en forma constante a todo nuestro cuerpo, diferentes conversiones de energía ocurren en billones de células y el calor corporal generado se emite en forma constante hacia el ambiente. El confort humano tiene estrecha relación con la tasa de esta emisión de calor metabólico. Se intenta controlar esta transferencia de calor ajustando la ropa a las condiciones ambientales.

Existen otras aplicaciones de la termodinámica en el lugar que se habita. Una casa ordinaria es, en algunos aspectos, una sala de exhibición de maravillas relacionadas con la termodinámica (Fig. 1-4). Muchos utensilios domésticos y aplicaciones están diseñados, completamente o en parte, mediante los principios de la termodinámica. Algunos ejemplos son la estufa eléctrica o de gas, los sistemas de calefacción y aire acondicionado, el refrigerador, el humidificador, la olla de presión, el calentador de agua, la regadera, la plancha e incluso la computadora y el televisor. En una escala mayor, la termodinámica desempeña una parte importante en el diseño y análisis de motores automotrices, cohetes, motores de avión, plantas de energía convencionales o nucleares, colectores solares, y en el diseño de todo tipo de vehículos desde automóviles hasta aeroplanos (Fig. 1-5). Los hogares que usan eficazmente la energía, como en el que usted probablemente vive, se diseñan con base en la reducción de pérdida de calor en invierno y ganancia de calor en verano. El tamaño, la ubicación y entrada de potencia del ventilador de su computadora también se selecciona tras un estudio en el que interviene la termodinámica.

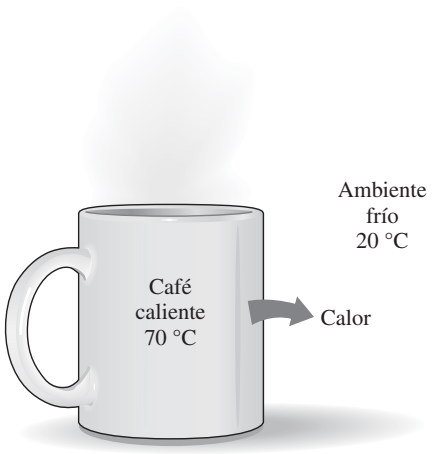


Figura 1-3
El calor fluye en dirección de la temperatura decreciente.

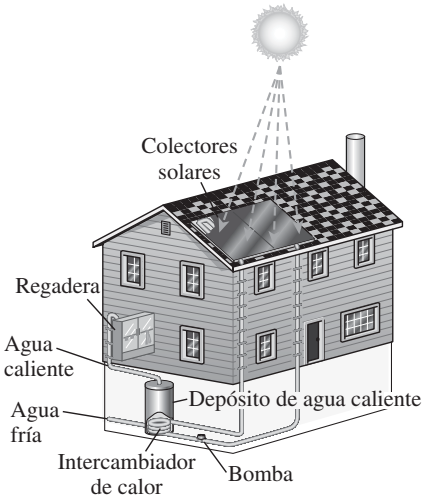


Figura 1-4
El diseño de muchos sistemas de ingeniería, como este sistema solar para calentar agua, tiene que ver con la termodinámica.

1-2 ▪ Importancia de las dimensiones y unidades

Cualquier cantidad física se caracteriza mediante **dimensiones**. Las magnitudes asignadas a las dimensiones se llaman **unidades**. Algunas dimensiones básicas, como masa m, longitud L, tiempo t y temperatura T se seleccionan como **dimensiones primarias** o **fundamentales**, mientras que otras como la velocidad V, energía E y volumen $\forall$ se expresan en términos de las dimensiones primarias y se llaman **dimensiones secundarias** o **dimensiones derivadas**.

Refrigerador
© McGraw-Hill Education. Jill Braaten

Embarcaciones
© Doug Menuez/Gety Images RF

Aeronave y naves espaciales
© Photo Link/Gety Images RF

Plantas de energía eléctrica
© Malcolm Fife/Gety Images RF

Cuerpo humano
© Ryan McVay/Gety Images RF

Automóviles
© Mark Evans/Gety Images RF

Turbinas eólicas
© F. Schusssler/PhotoLink/Gety Images RF

Procesamiento de alimentos
© Glow Images RF

Red de tuberías en una planta industrial
Cortesía de UMDE Engineering Contracting and Trading. Utilizada con autorización.

Figura 1-5
Algunas áreas de aplicación de la termodinámica.

Con el paso de los años se han creado varios sistemas de unidades. A pesar de los grandes esfuerzos que la comunidad científica y los ingenieros han hecho para unificar el mundo con un solo sistema de unidades, en la actualidad aún son de uso común dos de éstos: el **sistema inglés**, que se conoce como *United States Customary System* (USCS) y el **SI** métrico (de *Le Système International d' Unités*), también llamado *sistema internacional.* El SI es un sistema simple y lógico basado en una relación decimal entre las distintas unidades, y se usa para trabajo científico y de ingeniería en la mayor parte de las naciones industrializadas, incluso en Inglaterra. Sin embargo, el sistema inglés no tiene base numérica sistemática evidente y varias unidades de este sistema se relacionan entre sí de manera bastante arbitraria (12 pulgadas = 1 pie, 1 milla = 5 280 pies, 4 cuartos = 1 galón, etc.), lo cual hace que el aprendizaje sea confuso y difícil. Estados Unidos es el único país industrializado que aún no adopta por completo el sistema métrico.

Los esfuerzos sistemáticos para desarrollar un sistema de unidades universal aceptable datan de 1790 cuando la Asamblea Nacional Francesa encargó

a la academia francesa de ciencias que sugiriera dicho sistema de unidades. Pronto se elaboró en Francia una primera versión del sistema métrico, pero no encontró aceptación universal hasta 1875 cuando 17 países, incluido Estados Unidos, prepararon y firmaron el *Tratado de Convención Métrica*. En este acuerdo internacional se establecieron metro y gramo como las unidades métricas para longitud y masa, respectivamente, además de establecerse que una *Conferencia General de Pesos y Medidas* (CGPM) se reuniera cada seis años. En 1960, la CGPM produjo el SI, el cual se basa en seis cantidades fundamentales, cuyas unidades se adoptaron en 1954 en la Décima Conferencia General de Pesos y Medidas: *metro* (m) para longitud, *kilogramo* (kg) para masa, *segundo* (s) para tiempo, *ampere* (A) para corriente eléctrica, *grado Kelvin* (°K) para temperatura y *candela* (cd) para intensidad luminosa (cantidad de luz). En 1971, la CGPM añadió una séptima cantidad y unidad fundamental: *mol* (mol) para la cantidad de materia.

Con base en el esquema de notación introducido en 1967, el símbolo de grado se eliminó en forma oficial de la unidad de temperatura absoluta, y todos los nombres de unidades se escribirían con minúscula incluso si se derivaban de nombres propios (tabla 1-1). Sin embargo, la abreviatura de una unidad se escribiría con mayúscula si la unidad provenía de un nombre propio. Por ejemplo, la unidad SI de fuerza, nombrada en honor a sir Isaac Newton (1647-1723), es el *newton* (no Newton), y se abrevia como N. Asimismo, es posible pluralizar el nombre completo de una unidad, no así su abreviatura. Por ejemplo, la longitud de un objeto puede ser 5 m o 5 metros, *no* 5 ms o 5 metro. Por último, no se usará punto en abreviaturas de unidades a menos que aparezcan al final de un enunciado. Por ejemplo, la abreviatura apropiada de metro es m (no m.).

En Estados Unidos, el reciente cambio hacia el sistema métrico empezó en 1968 cuando el Congreso, en respuesta a lo que estaba sucediendo en el resto del mundo, aprobó un Decreto de estudio métrico. El Congreso continuó con este impulso hacia un cambio voluntario al sistema métrico al aprobar el Decreto de conversión métrica en 1975. Una ley comercial aprobada en 1988 fijó el mes de septiembre de 1992 como plazo para que todas las agencias federales pasaran al sistema métrico. Sin embargo, los plazos se relajaron sin establecer planes claros para el futuro.

Las industrias con una participación intensa en el comercio internacional (como la automotriz, la de bebidas carbonatadas y la de licores) se han apresurado en pasar al sistema métrico por razones económicas (tener un solo diseño mundial, menos tamaños e inventarios más pequeños, etc.). En la actualidad, casi todos los automóviles fabricados en Estados Unidos obedecen al sistema métrico. Es probable que la mayor parte de los dueños de automóviles no se percaten hasta que utilicen una llave con medida en pulgadas sobre un tornillo métrico. No obstante, la mayor parte de las industrias se resisten al cambio, lo cual retrasa el proceso de conversión.

En la actualidad, Estados Unidos es una sociedad con doble sistema y permanecerá así hasta que se complete la transición al sistema métrico. Esto agrega una carga extra a los actuales estudiantes de ingeniería, puesto que se espera que retengan su comprensión del sistema inglés mientras aprenden, piensan y trabajan en términos del SI. Dada la posición de los ingenieros en el periodo de transición, en este libro se usan ambos sistemas de unidades, con especial énfasis en las unidades SI.

Como se señaló, el SI se basa en una relación decimal entre unidades. Los prefijos usados para expresar los múltiplos de las distintas unidades se enumeran en la tabla 1-2, se usan como estándar para todas éstas y se alienta al estudiante a memorizarlos debido a su uso extendido (Fig. 1-6).

Tabla 1-1

Las siete dimensiones fundamentales (o primarias) y sus unidades en el SI

Dimensión	Unidad
Longitud	metro (m)
Masa	kilogramo (kg)
Tiempo	segundo (s)
Temperatura	kelvin (K)
Corriente eléctrica	ampere (A)
Cantidad luminosa	candela (cd)
Cantidad de materia	mol (mol)

Tabla 1-2

Prefijos estándar en unidades SI

Múltiplos	Prefijo
10^{24}	yotta, Y
10^{21}	zetta, Z
10^{18}	exa, E
10^{15}	peta, P
10^{12}	tera, T
10^{9}	giga, G
10^{6}	mega, M
10^{3}	kilo, k
10^{2}	hecto, h
10^{1}	deca, da
10^{-1}	deci, d
10^{-2}	centi, c
10^{-3}	mili, m
10^{-6}	micro, μ
10^{-9}	nano, n
10^{-12}	pico, p
10^{-15}	femto, f
10^{-18}	atto, a
10^{-21}	zepto, z
10^{-24}	yocto, y

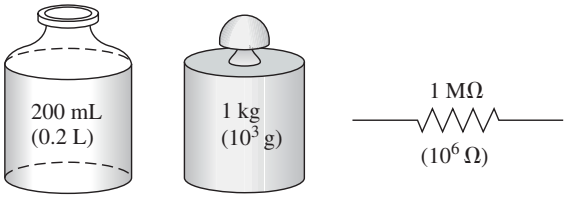


Figura 1-6
Los prefijos de las unidades SI se usan en todas las ramas de la ingeniería.

Algunas unidades SI e inglesas

En el SI, las unidades de masa, longitud y tiempo son kilogramo (kg), metro (m) y segundo (s), respectivamente. Las unidades correspondientes en el sistema inglés son libra-masa (lbm), pie (ft) y segundo (s). El símbolo de libra *lb* es en realidad la abreviatura de *libra*, la cual era en la antigua Roma la unidad adaptada para expresar el peso. El sistema inglés mantuvo este símbolo incluso después de haber finalizado la ocupación romana de Bretaña en el año 410. Las unidades de masa y longitud en los dos sistemas se relacionan entre sí mediante

$$1 \text{ lbm} = 0.45359 \text{ kg}$$

$$1 \text{ pie} = 0.3048 \text{ m}$$

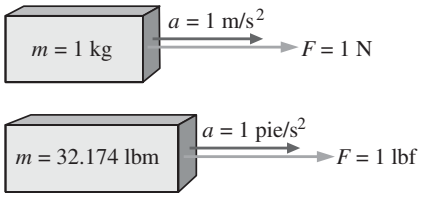


Figura 1-7
Definición de unidades de fuerza.

En el sistema inglés, la fuerza es considerada comúnmente como una de las dimensiones primarias y se le asigna una unidad no derivada. Esto es una fuente de confusión y error que requiere el uso de una constante dimensional (g_c) en muchas fórmulas. Para evitar esta molestia, se considera a la fuerza como una dimensión secundaria cuya unidad se deriva de la segunda ley de Newton, es decir,

$$\text{Fuerza} = (\text{masa})(\text{aceleración})$$

o

$$F = ma \qquad \textbf{(1-1)}$$

En el SI, la unidad de fuerza es el newton (N), y se define como la *fuerza requerida para acelerar una masa de 1 kg a razón de 1 m/s²*. En el sistema inglés, la unidad de fuerza es la **libra-fuerza** (lbf) y se define como la *fuerza requerida para acelerar una masa de 32.174 lbm (1 slug) a razón de 1 pie/s²* (Fig. 1-7). Es decir,

$$1 \text{ N} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2$$

$$1 \text{ lbf} = 32.174 \text{ lbm} \cdot \text{pie/s}$$

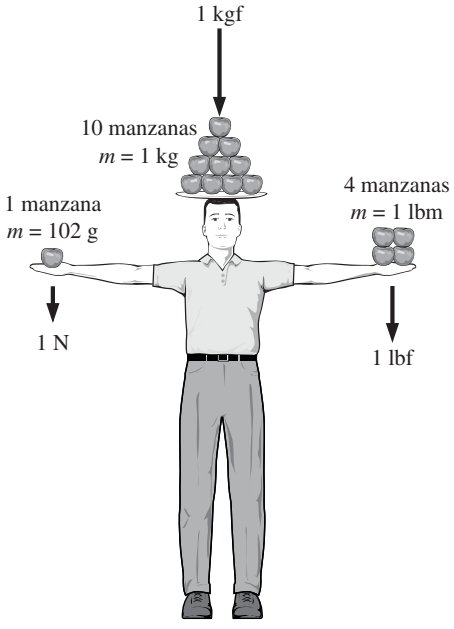


Figura 1-8
Magnitudes relativas de las unidades de fuerza newton (N), kilogramo-fuerza (kgf) y libra fuerza (lbf).

Una fuerza de 1 N equivale aproximadamente al peso de una manzana pequeña ($m = 102$ g), mientras que una fuerza de 1 lbf es equivalente a más o menos el peso de cuatro manzanas medianas ($m_{\text{total}} = 454$ g), como se ilustra en la figura 1-8. Otra unidad de fuerza de uso común en muchos países europeos es el *kilogramo-fuerza* (kgf), que es el peso de 1 kg de masa al nivel del mar (1 kgf = 9.807 N).

El término **peso** con frecuencia se usa de modo incorrecto para expresar masa, en particular por los "weight watchers". A diferencia de la masa, el peso W es una *fuerza*: la fuerza gravitacional aplicada a un cuerpo, y su magnitud se determina a partir de la segunda ley de Newton,

$$W = mg \quad \text{(N)} \qquad \textbf{(1-2)}$$

donde m es la masa del cuerpo y g es la aceleración gravitacional local (g es 9.807 m/s^2 o 32.174 pie/s^2 al nivel del mar y latitud 45°). Una báscula de baño ordinaria mide la fuerza gravitacional que actúa sobre un cuerpo.

La masa de un cuerpo es la misma sin importar su ubicación en el universo; sin embargo, su peso se modifica con un cambio en la aceleración gravitacional. Un cuerpo pesa menos en la cima de una montaña puesto que g disminuye con la altitud. En la superficie de la Luna, una astronauta pesa alrededor de un sexto de lo que pesa en la Tierra (Fig. 1-9).

Al nivel del mar una masa de 1 kg pesa 9.807 N, como se ilustra en la figura 1-10; no obstante, una masa de 1 lbm pesa 1 lbf, lo que lleva a las personas a creer que libra-masa y libra-fuerza se pueden usar de forma indistinta como libra (lb), lo cual es una fuente principal de errores en el sistema inglés.

Se debe observar que la *fuerza de gravedad* que actúa sobre una masa se debe a la *atracción* entre las masas y, por lo tanto, es proporcional a las magnitudes de las masas e inversamente proporcional al cuadrado de la distancia entre ellas. Por consiguiente, la aceleración gravitacional g en un lugar depende de la *densidad local* de la corteza terrestre, la *distancia* al centro de la Tierra y, en un menor grado, de las posiciones de la Luna y el Sol. El valor de g varía con la ubicación desde 9.832 m/s^2 en los polos (9.789 en el ecuador) hasta 7.322 m/s^2 a 1 000 km sobre el nivel del mar. Sin embargo, a altitudes de hasta 30 km, la variación de g del valor a nivel del mar de 9.807 m/s^2 es menor a 1 por ciento. Entonces, para la mayor parte de los propósitos prácticos, la aceleración gravitacional se supone como *constante* en 9.807 m/s^2, que suele redondearse a 9.81 m/s^2. Es interesante notar que en lugares situados bajo el nivel del mar el valor de g se incrementa con la distancia desde el nivel del mar, alcanza un máximo próximo a los 4 500 m y luego empieza a disminuir. (¿Cuál cree que es el valor de g en el centro de la Tierra?)

La principal causa que provoca la confusión entre masa y peso es que la masa se mide generalmente de *modo indirecto* al calcular la *fuerza de gravedad* que ejerce. Con este enfoque se supone también que las fuerzas ejercidas causadas por otros efectos como la flotabilidad en el aire y el movimiento del fluido son insignificantes. Esto es como medir la distancia a una estrella midiendo su transición hacia el color rojo o determinar la altitud de un aeroplano por medio de la presión barométrica: ambas son mediciones indirectas. La forma correcta *directa* de medir la masa es compararla con otra conocida. Sin embargo, esto es difícil y se usa sobre todo para calibración y medición de metales preciosos.

El *trabajo*, que es una forma de energía, se puede definir simplemente como la fuerza multiplicada por la distancia; por lo tanto, tiene la unidad "newton-metro (N · m)", llamado **joule** (J). Es decir,

$$1\ \text{J} = 1\ \text{N} \cdot \text{m} \qquad \textbf{(1-3)}$$

Una unidad más común para la energía en el SI es el kilojoule (1 kJ = 10^3 J). En el sistema inglés, la unidad de energía es el **Btu** (British thermal unit), que se define como la energía requerida para elevar en 1 °F la temperatura de 1 lbm de agua a 68 °F. En el sistema métrico, la cantidad de energía necesaria para elevar en 1 °C la temperatura de 1 gramo de agua a 14.5 °C se define como 1 **caloría** (cal), y 1 cal = 4.1868 J. Las magnitudes de kilojoule y Btu son casi idénticas (1 Btu = 1.0551 kJ). Hay una buena manera de apreciar intuitivamente estas unidades: si enciende un fósforo y lo deja consumir, produce aproximadamente un Btu (o un kJ) de energía (Fig. 1-11).

La unidad para la razón de tiempo de energía es el joule por segundo (J/s) que se conoce como **watt** (W). En el caso de trabajo la razón de tiempo de energía se llama *potencia*. Una unidad de potencia comúnmente usada es el caballo de fuerza (hp), que es equivalente a 746 W. La energía eléctrica se expresa

Figura 1-9

Un cuerpo que en la Tierra pesa 150 lbf pesará sólo 25 lbf en la Luna.

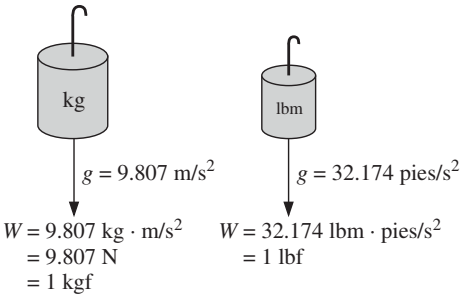


Figura 1-10

El peso de una masa unitaria al nivel del mar.

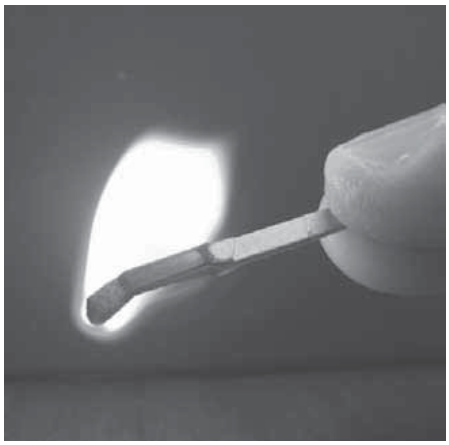


Figura 1-11

Un fósforo típico produce alrededor de un Btu (o un kJ) de energía si se quema por completo.

Foto de John M. Cimbala.

típicamente en la unidad kilowatt-hora (kWh), que es equivalente a 3 600 kJ. Un aparato eléctrico con una potencia nominal de 1 kW consume 1 kWh de electricidad cuando trabaja continuamente durante una hora. Cuando se habla de generación de potencia eléctrica, con frecuencia se confunden las unidades kW y kWh. Observe que kW o kJ/s es una unidad de potencia, mientras que kWh es una unidad de energía. Por lo tanto, frases como "la nueva turbina de viento generará 50 kW de electricidad por año" no tienen sentido y son incorrectas. Una expresión correcta sería algo así como "la nueva turbina de viento, con una potencia nominal de 50 kW, generará 120 000 kWh de electricidad por año".

Homogeneidad dimensional

En la escuela primaria se aprende que manzanas y naranjas no se suman, pero de algún modo uno se las arregla para hacerlo (por error, por supuesto). En ingeniería, las ecuaciones deben ser *dimensionalmente homogéneas*. Es decir, cada término de una ecuación debe tener la misma unidad. Si en alguna etapa de un análisis se está en posición de sumar dos cantidades que tienen unidades distintas, es una indicación clara de que se ha cometido un error en una etapa anterior. Así que comprobar las dimensiones puede servir como una herramienta valiosa para detectar errores.

EJEMPLO 1-1 Generación de potencia eléctrica mediante una turbina eólica

Una escuela paga $0.12/kWh. Para reducir sus costos de energía, la escuela instala una turbina de viento (Fig. 1-12) con una potencia nominal de 30 kW. Si la turbina trabaja 2 200 horas por año a su potencia nominal, determine la cantidad de energía eléctrica generada por la turbina y el dinero que ahorra la escuela por año.

Solución Se instala una turbina de viento (aerogenerador) para generar electricidad. Se deben determinar la cantidad de energía eléctrica que se genera y el dinero que se ahorra por año.

Análisis La turbina de viento genera energía eléctrica a razón de 30 kW, o 30 kJ/s. Entonces, la cantidad total de energía eléctrica generada por año es:

$$\begin{aligned}\text{Energía total} &= (\text{Energía por unidad de tiempo})(\text{Intervalo de tiempo})\\ &= (30\ \text{kW})(2\,200\ \text{h})\\ &= \mathbf{66\,000\ kWh}\end{aligned}$$

La cantidad que se ahorra por año es el valor monetario de esta energía determinada como:

$$\begin{aligned}\text{Dinero ahorrado} &= (\text{Energía total})(\text{costo unitario de energía})\\ &= (66\,000\ \text{kWh})(\$0.12/\text{kWh})\\ &= \mathbf{\$7\,920}\end{aligned}$$

Comentario La producción anual de energía eléctrica también se podría determinar en kJ mediante manipulación de las unidades, como

$$\text{Energía total} = (30\ \text{kW})(2\,200\ \text{h})\left(\frac{3\,600\ \text{s}}{1\ \text{h}}\right)\left(\frac{1\ \text{kJ/s}}{1\ \text{kW}}\right) = 2.38\times10^{8}\ \text{kJ}$$

que es equivalente a 66 000 kWh (1 kWh = 3 600 kJ).

Figura 1-12
Turbina eólica, como se analizó en el ejemplo 1-1.
© *Bear Dancer Studios/Mark Dierker RF*

Se sabe por experiencia que las unidades pueden causar terribles dolores de cabeza si no se usan con cuidado al resolver un problema. Sin embargo, con cierta atención y habilidad las unidades se pueden usar de modo provechoso. Sirven para comprobar fórmulas e incluso se pueden usar para *deducir* fórmulas, como se explica en el siguiente ejemplo.

EJEMPLO 1-2 Obtención de fórmulas a partir de consideraciones de unidades

Se llena un depósito con aceite cuya densidad es $\rho = 850$ kg/m^3. Si el volumen del depósito es $V = 2$ m^3, determine la cantidad de masa m en el depósito.

Solución Se tiene el volumen del depósito y se va a determinar la masa del aceite.

Suposiciones El aceite es una sustancia no compresible y, por lo tanto, su densidad es constante.

Análisis Un bosquejo del sistema descrito se presenta en la figura 1-13. Suponga que olvida la fórmula que relaciona la masa con la densidad y el volumen; sin embargo, se sabe que la unidad de la masa es el kilogramo. Es decir, sin importar los cálculos que se realicen se debe obtener al final la unidad de kilogramos. Entendiendo mejor la información proporcionada, se tiene

$$\rho = 850 \text{ kg/m}^3 \quad \text{y} \quad V = 2 \text{ m}^3$$

Es evidente que se puede eliminar m^3 y finalizar con kg al multiplicar estas dos cantidades. Por lo tanto, la fórmula que se busca debe ser

$$m = \rho V$$

Así,

$$m = (850 \text{ kg/m}^3)(2 \text{ m}^3) = \mathbf{1\,700 \text{ kg}}$$

Comentario Observe que existe la posibilidad de que este enfoque no funcione para fórmulas más complejas. Las fórmulas constantes no dimensionales pueden estar presentes también, y éstas no se pueden deducir sólo por consideraciones de unidades.

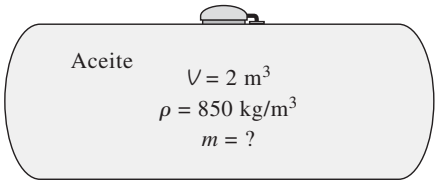


Figura 1-13
Esquema para el ejemplo 1-2.

Figura 1-14
Siempre verifique las unidades en sus cálculos.

Es importante recordar que una fórmula que no es dimensionalmente homogénea es definitivamente errónea (Fig. 1-14), pero una fórmula con homogeneidad dimensional no necesariamente es correcta.

Relaciones de conversión de unidades

Así como es posible formar dimensiones no primarias mediante combinaciones adecuadas de dimensiones primarias, *todas las unidades no primarias (**unidades secundarias**) se forman a través de combinaciones de unidades primarias*. Las unidades de fuerza, por ejemplo, es posible expresarlas como

$$\text{N} = \text{kg}\,\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \text{ y } \text{lbf} = 32.174 \text{ lbm}\,\frac{\text{pie}}{\text{s}^2}$$

Asimismo, se pueden expresar de modo más conveniente como **relaciones de conversión de unidades** como

$$\frac{\text{N}}{\text{kg} \cdot \text{m/s}^2} = 1 \text{ y } \frac{\text{lbf}}{32.174 \text{ lbm} \cdot \text{pie/s}^2} = 1$$

Las relaciones de conversión de unidades son iguales a 1 y no tienen unidades; por lo tanto, tales relaciones (o sus inversos) se pueden insertar de forma conveniente en cualquier cálculo para convertir unidades de manera adecuada (Fig. 1-15). Se recomienda a los estudiantes que siempre usen relaciones de conversión de unidades como los que se proporcionan aquí. Algunos libros incluyen en las ecuaciones la constante gravitacional arcaica g_c definida como $g_c = 32.174$ lbm · pie/lbf · s^2 = kg · m/N · s^2 = 1 con la finalidad de que concuerden las unidades de fuerza. Esta práctica produce una confusión innecesaria y los autores de este libro consideran que no es aconsejable. En cambio, se recomienda que los estudiantes usen relaciones de conversión de unidades.

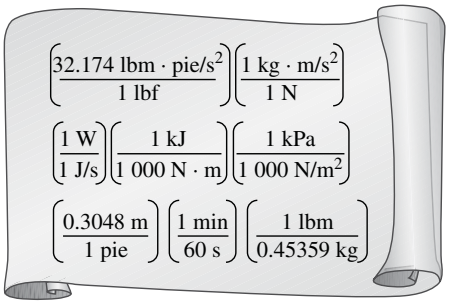


Figura 1-15
Toda relación de conversión unitaria (así como su inverso) es exactamente igual a uno. Aquí se muestran unas pocas relaciones de conversión unitarias que se usan comúnmente.

Figura 1-16
En la Tierra, una masa de 1 lbm pesa 1 lbf.

Figura 1-17
Una peculiaridad del sistema métrico de unidades.

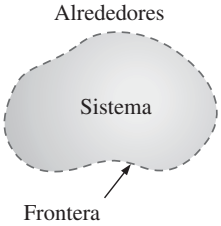


Figura 1-18
Sistema, alrededores y frontera.

EJEMPLO 1-3 **El peso de una libra-masa**

Por medio de las relaciones de conversión de unidades, muestre que 1.00 lbm pesa 1.00 lbf en la Tierra (Fig. 1-16).

Solución Una masa de 1.00 lbm se somete a la gravedad terrestre estándar. Se determinará su peso en lbf.
Suposiciones Se consideran condiciones estándar al nivel del mar.
Propiedades La constante gravitacional es $g = 32.174$ pie/s^2.
Análisis Se aplica la segunda ley de Newton para calcular el peso (fuerza) que corresponde a la masa y aceleración conocidas. El peso de cualquier objeto es igual a su masa multiplicada por el valor local de la aceleración debida a la gravedad. Así,

$$W = mg = (1.00\ \text{lbm})(32.174\ \text{pies/s}^2)\left(\frac{1\ \text{lbf}}{32.174\ \text{lbm}\cdot\text{pies/s}^2}\right) = \mathbf{1.00\ lbf}$$

Comentario La cantidad dentro del paréntesis grande de esta ecuación es una relación de conversión unitaria. La masa es la misma sin importar su ubicación. Sin embargo, en algún otro planeta cuyo valor de la aceleración gravitacional es diferente, el peso de 1 lbm diferiría del valor calculado aquí.

Cuando se compra una caja de cereal en la impresión se lee "Peso neto: una libra (454 gramos)" (Fig. 1-17). En términos técnicos, esto significa que el cereal dentro de la caja pesa 1.00 lbf en la Tierra y tiene una *masa* de 453.6 g (0.4536 kg). Usando la segunda ley de Newton, el peso real del cereal en el sistema métrico es

$$W = mg = (453.6\ \text{g})(9.81\ \text{m/s}^2)\left(\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right)\left(\frac{1\ \text{kg}}{1\ 000\ \text{g}}\right) = 4.49\ \text{N}$$

1-3 ▪ Sistemas y volúmenes de control

Un sistema se define como una *cantidad de materia o una región en el espacio elegida para análisis*. La masa o región fuera del sistema se conoce como **alrededores**. La superficie real o imaginaria que separa al sistema de sus alrededores se llama **frontera** (Fig. 1-18). La frontera de un sistema puede ser *fija* o *móvil*. Note que la frontera es la superficie de contacto que comparten sistema y alrededores. En términos matemáticos, la frontera tiene espesor cero y, por lo tanto, no puede contener ninguna masa ni ocupar un volumen en el espacio.

Los sistemas se pueden considerar *cerrados* o *abiertos*, dependiendo de si se elige para estudio una masa fija o un volumen fijo en el espacio. Un **sistema cerrado** (conocido también como una **masa de control** o simplemente *sistema* cuando su naturaleza se entiende por el contexto) consta de una cantidad fija de masa y ninguna otra puede cruzar su frontera. Es decir, ninguna masa puede entrar o salir de un sistema cerrado, como se ilustra en la figura 1-19. Pero la energía, en forma de calor o trabajo puede cruzar la frontera; y el volumen de un sistema cerrado no tiene que ser fijo. Si, como caso especial, incluso se impide que la energía cruce la frontera, entonces se trata de un **sistema aislado**.

Considérese el dispositivo de cilindro-émbolo mostrado en la figura 1-20. Suponga que se desea saber qué pasa con el gas encerrado cuando se calienta. Puesto que el interés se centra en el gas, éste es el sistema. Las superficies internas del émbolo y el cilindro forman la frontera, y como ninguna masa la cruza, se trata de un sistema cerrado. La energía puede cruzar la frontera y

parte de la frontera (la superficie interna del émbolo, en este caso) se puede mover. Todo lo que se halla fuera del gas, incluso el émbolo y el cilindro, son los alrededores.

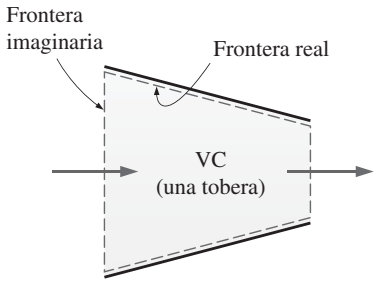
Un **sistema abierto**, o un **volumen de control**, como suele llamarse, es una región elegida apropiadamente en el espacio. Generalmente encierra un dispositivo que tiene que ver con flujo másico, como un compresor, turbina o tobera. El flujo por estos dispositivos se estudia mejor si se selecciona la región dentro del dispositivo como el volumen de control. Tanto la masa como la energía pueden cruzar la frontera de un volumen de control.

Un gran número de problemas de ingeniería tiene que ver con flujo de masa dentro y fuera de un sistema y, por lo tanto, se modelan como *volúmenes de control*. Un calentador de agua, un radiador de automóvil, una turbina y un compresor se relacionan con el flujo de masa y se deben analizar como volúmenes de control (sistemas abiertos) en lugar de como masas de control (sistemas cerrados). En general, *cualquier región arbitraria en el espacio* se puede seleccionar como volumen de control; no hay reglas concretas para esta selección, pero una que sea apropiada hace más fácil el análisis. Por ejemplo, si se necesitara analizar el flujo de aire por una tobera, una buena elección para el volumen de control sería la región dentro de la tobera.

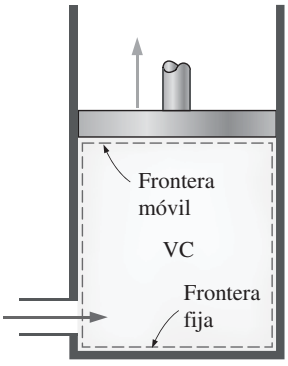
Las fronteras de un volumen de control se conocen como *superficie de control*, y pueden ser reales o imaginarias. En el caso de una tobera, la superficie interna de ésta constituye la parte real de la frontera, mientras que las áreas de entrada y salida forman la parte imaginaria, puesto que allí no hay superficies físicas (Fig. 1-21*a*).

Un volumen de control puede ser fijo en tamaño y forma, como en el caso de una tobera, o bien podría implicar una frontera móvil, como se ilustra en la figura 1-21*b*). Sin embargo, la mayor parte de los volúmenes de control tienen fronteras fijas y, por lo tanto, no involucran fronteras móviles. Al igual que en un sistema cerrado, en un volumen de control también puede haber interacciones de calor y trabajo, además de interacción de masa.

Considere el calentador de agua mostrado en la figura 1-22 como ejemplo de un sistema abierto y suponga que se quiere determinar cuánto calor debe transferirse al agua dentro del recipiente con la finalidad de proveer un flujo estacionario de agua caliente. Puesto que el agua caliente saldrá del recipiente y será reemplazada por agua fría, no es conveniente elegir una masa fija como sistema para el análisis. En cambio, se centra la atención en el volumen que se forma por las superficies interiores del recipiente y se considera a los flujos de agua caliente y fría como la masa que sale y entra al



a) Un volumen de control (VC) con fronteras real e imaginaria



b) Volumen de control (VC) con fronteras fijas y móviles así como con fronteras real e imaginaria

Figura 1-21

Un volumen de control puede tener fronteras fijas, móviles, reales o imaginarias.

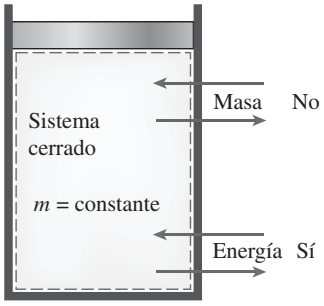


Figura 1-19

La masa no puede cruzar las fronteras de un sistema cerrado, pero la energía sí.

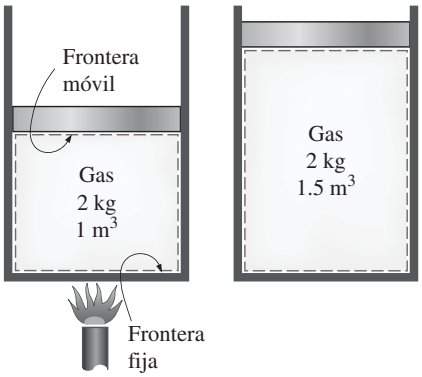


Figura 1-20

Un sistema cerrado con una frontera móvil.

Figura 1-22

Un sistema abierto (o volumen de control) con una entrada y una salida.

© *McGraw-Hill Education, Christopher Kerrigan*

volumen de control. En este caso, las paredes interiores del recipiente forman la superficie de control la cual es cruzada en dos lugares por la masa.

En un análisis de ingeniería, el sistema bajo estudio se *debe* definir con cuidado. En la mayor parte de los casos, el sistema analizado es bastante simple y obvio, y definirlo podría parecer una tarea tediosa e innecesaria. Sin embargo, en otros casos el sistema bajo análisis podría ser bastante complejo, de modo que su apropiada elección puede simplificar en gran medida el análisis.

1-4 ▪ Propiedades de un sistema

Cualquier característica de un sistema se llama **propiedad**. Algunas propiedades muy familiares son presión P, temperatura T, volumen V y masa m. La lista se puede ampliar para incluir propiedades menos familiares como viscosidad, conductividad térmica, módulo de elasticidad, coeficiente de expansión térmica, resistividad eléctrica e incluso velocidad y elevación.

Se considera que las propiedades son *intensivas* o *extensivas*. Las **propiedades intensivas** son aquellas independientes de la masa de un sistema, como temperatura, presión y densidad. Las **propiedades extensivas** son aquellas cuyos valores dependen del tamaño o extensión del sistema. La masa total, volumen total y cantidad de movimiento total son algunos ejemplos de propiedades extensivas. Una forma fácil de determinar si una propiedad es intensiva o extensiva es dividir el sistema en dos partes iguales mediante una partición imaginaria, como se ilustra en la figura 1-23; cada parte tendrá el mismo valor de propiedades intensivas que el sistema original, pero la mitad del valor de las propiedades extensivas.

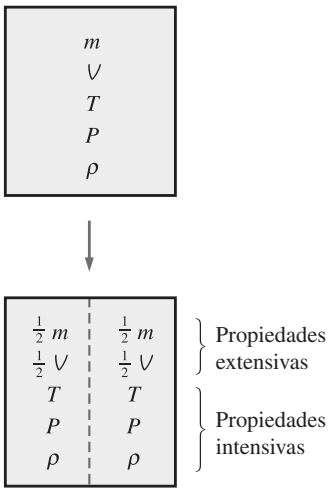


Figura 1-23
Criterio para diferenciar propiedades intensivas y extensivas.

Comúnmente, las letras mayúsculas se usan para denotar propiedades extensivas (con la importante excepción de la masa m) y las minúsculas para las intensivas (con las excepciones obvias de la presión P y la temperatura T).

Las propiedades extensivas por unidad de masa se llaman **propiedades específicas**. Algunos ejemplos de éstas son el volumen específico ($v = V/m$) y la energía total específica ($e = E/m$).

Continuo

La materia está constituida por átomos que están igualmente espaciados en la fase gas. Sin embargo, es muy conveniente no tomar en cuenta la naturaleza atómica de una sustancia y considerarla como materia continua, homogénea y sin ningún hueco, es decir, un **continuo**. La idealización de continuo permite tratar a las propiedades como funciones puntuales y suponer que varían en forma continua en el espacio sin saltos discontinuos. Esta idealización es válida siempre y cuando el tamaño del sistema analizado sea grande en relación con el espacio entre moléculas. Éste es el caso en casi todos los problemas a excepción de algunos especializados. La idealización del continuo está implícita en muchos enunciados, como "la densidad del agua en un vaso es la misma en cualquier punto".

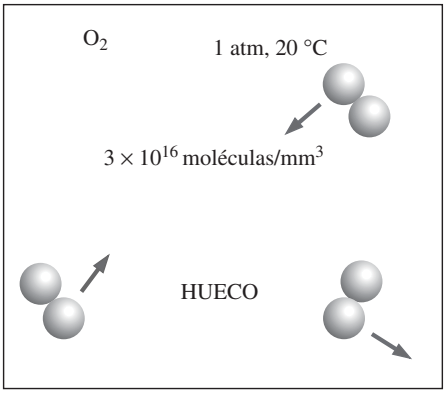


Figura 1-24
A pesar de los grandes espacios entre moléculas, una sustancia puede ser tratada como un continuo, como resultado de la gran cantidad de moléculas, incluso en un volumen extremadamente pequeño.

Para tener una idea de la distancia que hay a nivel molecular, considere un recipiente lleno de oxígeno en condiciones atmosféricas. El diámetro de la molécula de oxígeno es de alrededor de 3×10^{-10} m y su masa es de 5.3×10^{-26} kg. Asimismo, la *trayectoria libre media* del oxígeno a una presión de 1 atm y 20 °C es 6.3×10^{-8} m. Es decir, una molécula de oxígeno viaja, en promedio, una distancia de 6.3×10^{-8} m (unas 200 veces su diámetro) antes de chocar con otra molécula.

También, hay cerca de 3×10^{16} moléculas de oxígeno en el pequeño volumen de 1 mm^3 a 1 atm de presión y 20 °C (Fig. 1-24). El modelo del continuo

es aplicable siempre y cuando la longitud característica del sistema (por ejemplo, su diámetro) sea mucho más grande que la trayectoria libre media de las moléculas. En vacíos muy altos o elevaciones muy altas, la trayectoria libre media podría volverse grande (por ejemplo, su valor es de alrededor de 0.1 m para aire atmosférico a una elevación de 100 km). En esos casos se debe usar la **teoría del flujo de gas enrarecido** y se debe considerar el impacto de cada una de las moléculas. En este libro sólo se consideran sustancias que es posible modelar como un continuo.

1-5 ▪ Densidad y densidad relativa

La **densidad** se define como la *masa por unidad de volumen* (Fig. 1-25).

Densidad: $$\rho = \frac{m}{V} \qquad (\text{kg/m}^3) \tag{1-4}$$

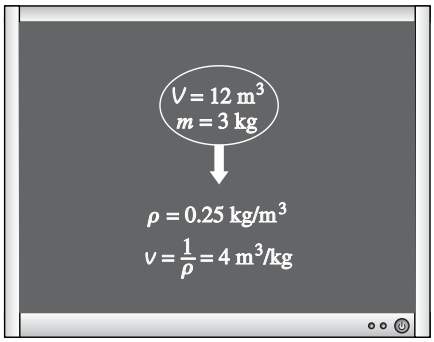


Figura 1-25
La densidad es la masa por unidad de volumen; el volumen específico es el volumen por unidad de masa.

El recíproco de la densidad es el **volumen específico** v, que se define como el *volumen por unidad de masa*. Es decir,

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \tag{1-5}$$

Para un elemento de volumen diferencial de masa δm y volumen δV, la densidad se puede expresar como $\rho = \delta m/\delta V$.

En general, la densidad de una sustancia depende de la temperatura y la presión. La densidad de la mayor parte de los gases es proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura. Por otro lado, los líquidos y sólidos son en esencia sustancias no compresibles y la variación de su densidad con la presión es por lo regular insignificante. A 20 °C, por ejemplo, la densidad del agua cambia de 998 kg/m^3 a 1 atm, a 1 003 kg/m^3 a 100 atm, un cambio de sólo 0.5 por ciento. La densidad de líquidos y sólidos depende más de la temperatura que de la presión. A 1 atm, por ejemplo, la densidad del agua cambia de 998 kg/m^3 a 20 °C a 975 kg/m^3 a 75 °C, esto significa un cambio de 2.3 por ciento, lo cual puede ignorarse en muchos análisis de ingeniería.

Algunas veces la densidad de una sustancia se da como relativa a la densidad de una sustancia bien conocida. Entonces, se llama **gravedad específica**, o **densidad relativa**, y se define como el *cociente de la densidad de una sustancia entre la densidad de alguna sustancia estándar a una temperatura especificada* (normalmente agua a 4 °C, para la que ρ_{H_2O} = 1 000 kg/m^3). Es decir,

Densidad relativa: $$\text{DR} = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}} \tag{1-6}$$

La densidad relativa de una sustancia es una cantidad adimensional. Sin embargo, en unidades SI, el valor numérico de la densidad relativa de una sustancia es exactamente igual a su densidad en g/cm^3 o kg/L (o bien, 0.001 veces la densidad en kg/m^3) puesto que la densidad del agua a 4 °C es 1 g/cm^3 = 1 kg/L = 1 000 kg/m^3. La densidad relativa del mercurio a 0 °C, por ejemplo, es 13.6. Por lo tanto, su densidad a 0 °C es 13.6 g/cm^3 = 13.6 kg/L = 13 600 kg/m^3. En la tabla 1-3 se dan las densidades relativas de algunas sustancias a 0 °C; observe que las sustancias con densidades relativas menores a 1 son más ligeras que el agua y, por lo tanto, flotarían en ésta.

Tabla 1-3

Densidades relativas de algunas sustancias a 0 °C

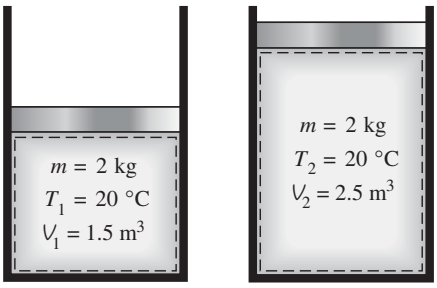
Sustancia	DR
Agua	1.0
Sangre	1.05
Agua de mar	1.025
Gasolina	0.7
Alcohol etílico	0.79
Mercurio	13.6
Madera	0.3-0.9
Oro	19.2
Huesos	1.7-2.0
Hielo	0.92
Aire (a 1 atm)	0.0013

El peso de un volumen unitario de una sustancia se llama **peso específico** y se expresa como

$$\textit{Peso específico:} \qquad \gamma_s = \rho g \qquad (\mathrm{N/m^3}) \tag{1-7}$$

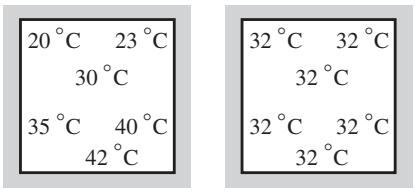
donde g es la aceleración gravitacional.

Las densidades de líquidos son en esencia constantes y, por consiguiente, se pueden aproximar como sustancias no compresibles durante la mayor parte de los procesos sin sacrificar mucho en precisión.



a) Estado 1 *b*) Estado 2

Figura 1-26
Un sistema en dos estados diferentes.



a) Antes *b*) Después

Figura 1-27
Un sistema cerrado que alcanza el equilibrio térmico.

1-6 ▪ Estado y equilibrio

Hay que considerar un sistema que no experimenta ningún cambio: en estas circunstancias, todas las propiedades se pueden medir o calcular en el sistema, lo cual da un conjunto de propiedades que describe por completo la condición, o el **estado**, del sistema. En un estado específico, todas las propiedades de un sistema tienen valores fijos, y si se cambia el valor de una propiedad, el estado cambia a otro diferente. En la figura 1-26 se muestra un sistema en dos estados diferentes.

La termodinámica trata con estados de *equilibrio*. La palabra **equilibrio** define un estado de balance. En un estado de equilibrio no hay potenciales desbalanceados (o fuerzas impulsoras) dentro del sistema, y éste no experimenta cambios cuando es aislado de sus alrededores.

Hay muchos tipos de equilibrio, y un sistema no está en equilibrio termodinámico a menos que se satisfagan las condiciones de todos los tipos necesarios de equilibrio. Por ejemplo, un sistema está en **equilibrio térmico** si tiene la misma temperatura en todo él, como se muestra en la figura 1-27. Es decir, el sistema no implica diferencias de temperatura, que es la fuerza impulsora para el flujo de calor. El **equilibrio mecánico** se relaciona con la presión, y un sistema lo posee si con el tiempo no hay cambio de presión en alguno de sus puntos. Sin embargo, en el interior del sistema la presión puede variar con la elevación como resultado de efectos gravitacionales. Por ejemplo, la mayor presión en una capa inferior se equilibra mediante el peso extra que debe soportar y, por lo tanto, no hay desequilibrio de fuerzas. La variación de la presión como resultado de la gravedad en la mayor parte de los sistemas termodinámicos es relativamente pequeña y generalmente se ignora. Si en un sistema hay dos fases, se encuentra en la **fase de equilibrio** cuando la masa de cada fase alcanza un nivel de equilibrio y permanece allí. Por último, un sistema está en **equilibrio químico** si su composición química no cambia con el tiempo, es decir, si no ocurren reacciones químicas. Un sistema no estará en equilibrio a menos que se satisfagan los criterios de equilibrio necesarios.

Postulado de estado

Como se mencionó, el estado de un sistema se describe mediante sus propiedades, pero se sabe por experiencia que no es necesario especificarlas todas con la finalidad de fijarlo. Una vez especificadas suficientes propiedades, el resto asume automáticamente ciertos valores; es decir, especificar cierto número de propiedades es suficiente para fijar un estado. El número de propiedades requeridas para fijar el estado de un sistema se determina mediante el **postulado de estado**:

> El estado de un sistema compresible simple se especifica por completo mediante dos propiedades intensivas independientes.

Se trata de un **sistema compresible simple** cuando carece de efectos eléctricos, magnéticos, gravitacionales, de movimiento y tensión superficial. Estos efectos se deben a campos de fuerza externos y son insignificantes para la mayor parte de los problemas de ingeniería, porque de lo contrario sería necesario especificar una propiedad adicional para cada efecto importante. Si se van a considerar los efectos gravitacionales, por ejemplo, se requiere especificar la elevación z además de las dos propiedades necesarias para fijar el estado.

El postulado de estado requiere que las dos propiedades especificadas sean independientes para fijar el estado; y son **independientes** si una de ellas puede variar mientras la otra se mantiene constante. Por ejemplo, la temperatura y el volumen específico son siempre propiedades independientes, y juntas fijan el estado de un sistema compresible simple (Fig. 1-28). Sin embargo, la temperatura y la presión son propiedades independientes para sistemas de una sola fase, pero son propiedades dependientes para sistemas multifase. A nivel del mar ($P = 1$ atm), el agua hierve a 100 °C, pero en la cima de una montaña donde la presión es menor, el agua hierve a una temperatura más baja. Es decir, $T = f(P)$ durante un proceso de cambio de fase; así, la temperatura y la presión no son suficientes para fijar el estado de un sistema de dos fases. Los procesos de cambio de fase se analizan con detalle en el capítulo 3.

Figura 1-28
El estado del nitrógeno se fija mediante dos propiedades intensivas independientes.

1-7 ▪ Procesos y ciclos

Cualquier cambio de un estado de equilibrio a otro experimentado por un sistema es un **proceso**, y la serie de estados por los que pasa un sistema durante este proceso es una **trayectoria** del proceso (Fig. 1-29). Para describir completamente un proceso se deben especificar sus estados inicial y final, así como la trayectoria que sigue y las interacciones con los alrededores.

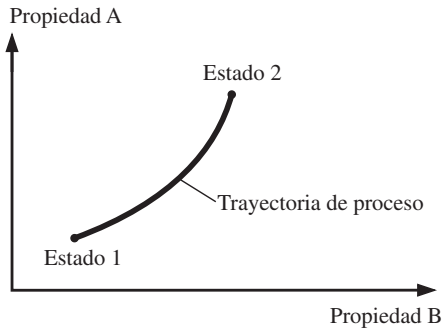
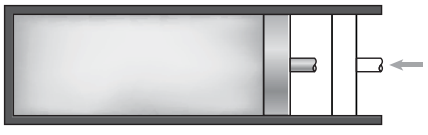


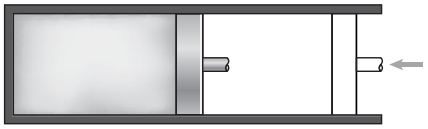
Figura 1-29
Un proceso entre los estados 1 y 2 y la trayectoria del proceso.

Cuando un proceso se desarrolla de tal manera que todo el tiempo el sistema permanece infinitesimalmente cerca de un estado de equilibrio, estamos ante un **proceso cuasiestático**, o de **cuasiequilibrio**. Un proceso de este tipo puede considerarse lo suficientemente lento como para permitirle al sistema ajustarse internamente de modo que las propiedades de una de sus partes no cambien más rápido que las de otras.

Esto se ilustra en la figura 1-30. Cuando un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo se comprime de forma repentina, las moléculas cercanas a la superficie del émbolo no tendrán suficiente tiempo para escapar y se concentrarán en una pequeña región frontal del émbolo, de modo que ahí se creará una región de alta presión. Como resultado de esta diferencia de presión, ya no se puede decir que el sistema está en equilibrio, lo cual hace que todo el proceso no sea de cuasiequilibrio. Sin embargo, si el émbolo se mueve lentamente, las moléculas tendrán tiempo suficiente para redistribuirse y no habrá concentración de moléculas al frente del émbolo. Como resultado, la presión dentro del cilindro siempre será uniforme y aumentará con la misma rapidez en todos los lugares. Puesto que el equilibrio se mantiene todo el tiempo, se trata de un proceso de cuasiequilibrio.



a) Compresión lenta (cuasiequilibrio)



b) Compresión muy rápida (no cuasiequilibrio)

Figura 1-30
Procesos de compresión con y sin cuasiequilibrio.

Se debe señalar que un proceso de cuasiequilibrio es un caso idealizado y no corresponde a una representación auténtica de un proceso real. No obstante, muchos procesos reales se aproximan bastante y es posible modelarlos como de cuasiequilibrio con un margen de error insignificante. Los ingenieros

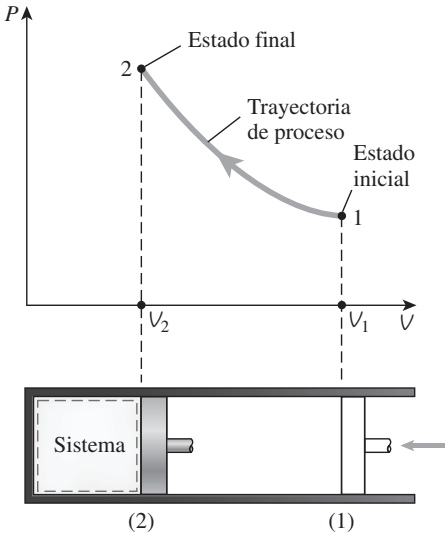


Figura 1-31

Diagrama *P*-V de un proceso de compresión.

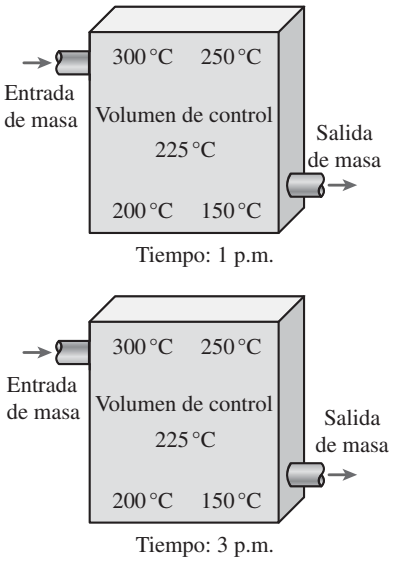


Figura 1-32

Durante un proceso de flujo estacionario, las propiedades del fluido dentro del volumen de control podrían cambiar con la posición pero no con el tiempo.

se interesan en este tipo de procesos por dos razones: primera, son fáciles de analizar, y segunda, los dispositivos que producen trabajo tienen un mejor rendimiento cuando operan con procesos de cuasiequilibrio. Por lo tanto, sirven como estándares con los que se puede comparar a los reales.

Los diagramas de proceso trazados mediante el empleo de propiedades termodinámicas en forma de coordenadas son muy útiles para tener una representación visual del proceso. Algunas propiedades comunes usadas como coordenadas son temperatura T, presión P y volumen V (o volumen específico v). En la figura 1-31 se muestra el diagrama *P*-V de un proceso de compresión de un gas.

Observe que la trayectoria del proceso indica una serie de estados de equilibrio por los que pasa el sistema durante un proceso, y que únicamente tiene importancia para procesos de cuasiequilibrio; para otros procesos no es posible caracterizar el sistema completo mediante un solo estado, por lo que carece de sentido hablar de una trayectoria del proceso para un sistema como un todo. Un proceso sin cuasiequilibrio se denota con una línea discontinua entre los estados inicial y final en lugar de una línea continua.

El prefijo *iso-* se usa con frecuencia para designar un proceso en el que una propiedad particular permanece constante. Por ejemplo, un **proceso isotérmico** es aquel durante el cual la temperatura T permanece constante; un **proceso isobárico** es en el que la presión P se mantiene constante, y un **proceso isocórico** (o **isométrico**) es aquel donde el volumen específico v permanece constante.

Se dice que un sistema ha experimentado un **ciclo** si regresa a su estado inicial al final del proceso, es decir, para un ciclo los estados inicial y final son idénticos.

Proceso de flujo estacionario

Los términos *estable* y *uniforme* se usan con frecuencia en ingeniería, y es importante comprender claramente sus significados. *Estacionario* significa que *no hay cambio con el tiempo* y su contrario es *no estacionario* o *transitorio.* Sin embargo, *uniforme* significa *ningún cambio con la ubicación* en una región específica. Estos significados son congruentes con su uso cotidiano (propiedades uniformes, etcétera).

En ingeniería, un gran número de dispositivos operan por largos periodos bajo las mismas condiciones y se clasifican como *dispositivos de flujo estacionario*. Los procesos en los que se utilizan tales dispositivos se pueden representar razonablemente bien mediante un proceso un poco idealizado, llamado **proceso de flujo estacionario**, que es posible definir como un *proceso durante el cual un fluido fluye de forma estacionaria por un volumen de control* (Fig. 1-32). Es decir, las propiedades del fluido pueden cambiar de un punto a otro dentro del volumen de control, pero en algún punto fijo permanecen sin cambio durante todo el proceso. Por lo tanto, el volumen V, la masa m y el contenido total de energía E del volumen de control permanecen constantes durante un proceso de flujo estacionario (Fig. 1-33).

Es posible aproximarse a las condiciones de flujo estacionario mediante dispositivos diseñados para operar constantemente, como turbinas, bombas, calderas, condensadores, intercambiadores de calor, plantas de energía o sistemas de refrigeración. Algunos dispositivos cíclicos, como máquinas o compresores alternativos, no satisfacen ninguna de las condiciones antes mencionadas puesto que el flujo en las entradas y salidas será pulsante y no estacionario. Sin embargo, las propiedades del fluido varían con el tiempo de

una manera periódica y el flujo en estos dispositivos aún se puede analizar como un proceso de flujo estacionario mediante valores promediados respecto al tiempo para las propiedades.

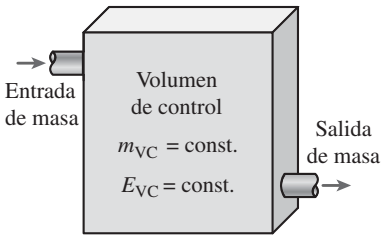


Figura 1-33
En condiciones de flujo estacionario, el contenido de masa y energía de un volumen de control permanece constante.

1-8 ▪ Temperatura y ley cero de la termodinámica

Aun cuando estamos familiarizados con la temperatura como una medida del "calor" y el "frío", no es fácil ofrecer una definición exacta de este concepto. Con base en nuestras sensaciones fisiológicas, se expresa el nivel de temperatura de modo cualitativo con palabras como *frío helador*, *frío*, *tibio*, *caliente* y *al rojo vivo*; sin embargo, no es posible asignar valores numéricos a temperaturas basándose únicamente en las sensaciones. Además, en ocasiones los sentidos engañan. Una silla metálica, por ejemplo, se sentirá mucho más fría que una silla de madera aun cuando ambas estén a la misma temperatura.

Por fortuna, varias propiedades de los materiales cambian con la temperatura de una manera *repetible* y *predecible*, y esto establece una base para la medición precisa de la temperatura. Por ejemplo, el termómetro de mercurio utilizado comúnmente se rige por la expansión del mercurio con la temperatura. Ésta se mide también por medio de otras propiedades dependientes de ella.

Una experiencia común es que una taza de café caliente colocada sobre una mesa se enfríe con el tiempo, y que una bebida fría se entibie en algún momento. Cuando un cuerpo se pone en contacto con otro que está a una temperatura diferente, el calor se transfiere del que está caliente al frío hasta que ambos alcanzan la misma temperatura (Fig. 1-34). En ese punto se detiene la transferencia de calor y se dice que los dos cuerpos han alcanzado el **equilibrio térmico**. Para el cual el único requerimiento es la igualdad de temperatura.

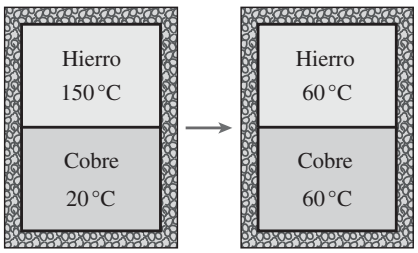


Figura 1-34
Dos cuerpos que alcanzan el equilibrio térmico después de ser puestos en contacto dentro de un recinto aislado.

La **ley cero de la termodinámica** establece que si dos cuerpos se encuentran en equilibrio térmico con un tercero, están en equilibrio térmico entre sí. Podría parecer tonto que un hecho tan obvio se conozca como una de las leyes básicas de la termodinámica; sin embargo, no es posible concluir esta ley de las otras leyes de la termodinámica, además de que sirve como base para la validez de la medición de la temperatura. Si el tercer cuerpo se sustituye por un termómetro, la ley cero se puede volver a expresar como *dos cuerpos están en equilibrio térmico si ambos tienen la misma lectura de temperatura incluso si no están en contacto*.

R. H. Fowler fue el primero que formuló y nombró la ley cero en 1931. Como indica el nombre, su valor como principio físico fundamental se reconoció más de medio siglo después de la formulación de la primera y segunda leyes de la termodinámica y se llamó ley cero puesto que debía preceder a éstas.

Escalas de temperatura

Estas escalas permiten usar una base común para las mediciones de temperatura. A través de la historia se han introducido varias y todas se basan en ciertos estados fácilmente reproducibles como los puntos de congelación y ebullición del agua, llamados también *punto de hielo* y *punto de vapor*, respectivamente. Una mezcla de hielo y agua que está en equilibrio con aire satu-

rado con vapor a 1 atm de presión está en el punto de hielo, mientras que una mezcla de agua líquida y vapor de agua (sin aire) en equilibrio a 1 atm de presión se encuentra en el punto de vapor.

Las escalas de temperatura usadas actualmente en el SI y en el sistema inglés son la **escala Celsius** (antes llamada *escala centígrada*; en 1948 se le cambió el nombre en honor de quien la diseñó, el astrónomo sueco A. Celsius, 1702-1744) y la **escala Fahrenheit** (en honor al fabricante de instrumentos alemán G. Fahrenheit, 1686-1736), respectivamente. En la primera a los puntos de hielo y de vapor se les asignaron originalmente los valores de 0 y 100 °C, respectivamente. Los valores correspondientes en la segunda son 32 y 212 °F. Ambas se conocen comúnmente como *escalas de dos puntos* dado que los valores de temperatura se asignan en dos puntos distintos.

En termodinámica es muy conveniente tener una escala de temperatura independiente de las propiedades de cualquier sustancia o sustancias. Tal escala es la **escala de temperatura termodinámica**, desarrollada posteriormente junto con la segunda ley de la termodinámica. La escala de temperatura termodinámica en el SI es la **escala Kelvin**, llamada así en honor a lord Kelvin (1824-1907), cuya unidad de temperatura es el **kelvin**, designado por K (no °K; el símbolo de grado se eliminó de forma oficial del kelvin en 1967). La temperatura mínima en esta escala es el cero absoluto, o 0 K. Se deduce entonces que sólo se requiere asignar un punto de referencia diferente a cero para establecer la pendiente de esta escala lineal. Por medio de técnicas de refrigeración poco comunes los científicos se han aproximado al cero absoluto kelvin (en 1989 lograron alcanzar 0.000000002 K).

La escala de temperatura termodinámica en el sistema inglés es la **escala Rankine**, nombrada en honor a William Rankine (1820-1872), cuya unidad de temperatura es el **rankine**, el cual se designa mediante R.

Otra escala de temperatura que resulta ser casi idéntica a la Kelvin es la **escala de temperatura del gas ideal**, ya que en ésta las temperaturas se miden por medio de un **termómetro de gas a volumen constante**, el cual es básicamente un recipiente rígido lleno de gas a baja presión, generalmente hidrógeno o helio. Este termómetro funciona bajo el principio de que *a bajas presiones, la temperatura de un gas es proporcional a su presión a volumen constante*. Es decir, a presiones suficientemente bajas la temperatura de un gas de volumen fijo varía *de forma lineal* con la presión. Entonces la relación entre la temperatura y la presión del gas en el recipiente se expresa como

$$T = a + bP \tag{1-8}$$

donde los valores de las constantes a y b para un termómetro de gas se determinan de forma experimental. Una vez conocidas a y b la temperatura de un medio se calcula a partir de esta relación al sumergir dentro del medio el recipiente rígido del termómetro de gas y medir la presión del gas cuando se establece el equilibrio térmico entre el medio y el gas del recipiente cuyo volumen se mantiene constante.

Es posible obtener una escala de temperatura de gas ideal si se miden las presiones de éste dentro del recipiente en dos puntos reproducibles (como los puntos de hielo y de vapor) y asignar valores adecuados a las temperaturas en estos dos puntos. Considerando que sólo una recta pasa por dos puntos fijos en un plano, estas dos mediciones son suficientes para determinar las constantes a y b en la ecuación 1-8. Entonces la temperatura desconocida T de un medio que corresponde a una lectura de presión P se determina de esa

ecuación mediante un cálculo simple. Los valores de las constantes serán diferentes para cada termómetro, dependiendo del tipo y la cantidad de gas en el recipiente y los valores de temperatura asignados en los dos puntos de referencia. Si a los puntos de hielo y de vapor se les asigna el valor 0 °C y 100 °C respectivamente, entonces la escala de temperatura del gas coincidirá con la escala Celsius. En este caso el valor de la constante a (que corresponde a una presión absoluta de cero) se determina como −273.15 °C sin importar el tipo y la cantidad de gas en el recipiente del termómetro. Es decir, en un diagrama P-T todas las rectas que pasan por los puntos de datos en este caso cruzan el eje de temperatura en −273.15 °C cuando se extrapolan, como se ilustra en la figura 1-35. Ésta es la temperatura más baja que se puede obtener mediante un termómetro de gas, por lo que se puede obtener una *escala absoluta de temperatura de gas* al asignar un valor de cero a la constante a en la ecuación 1-8. En ese caso, la ecuación 1-8 se reduce a $T = bP$; por lo tanto, se requiere especificar la temperatura en sólo *un* punto para definir una escala de temperatura de gas absoluta.

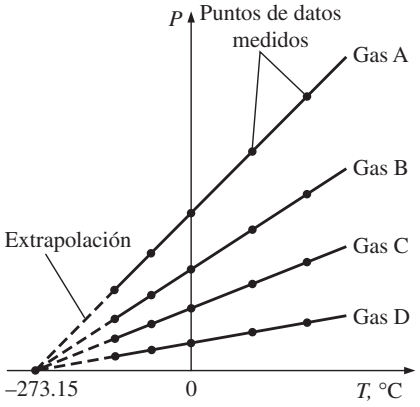


Figura 1-35

Gráficas P en función de T de los datos experimentales de un termómetro de gas de volumen constante con cuatro gases distintos a diferentes presiones (bajas).

La escala absoluta de temperatura de gas no es una escala de temperatura termodinámica, puesto que no se puede usar a muy bajas temperaturas (debido a la condensación) ni tampoco a muy altas (debido a la disociación e ionización). Sin embargo, la temperatura de gas absoluta es idéntica a la temperatura termodinámica en el intervalo en el que es posible usar el termómetro de gas, con lo cual en este punto se puede considerar a la escala de temperatura termodinámica como una escala de temperatura de gas absoluta que utiliza un gas "ideal" o "imaginario" que siempre actúa como un gas de baja presión sin importar la temperatura. Si existiera tal termómetro de gas, marcaría cero kelvin a la presión cero absoluta, que corresponde a −273.15 °C en la escala Celsius (Fig. 1-36).

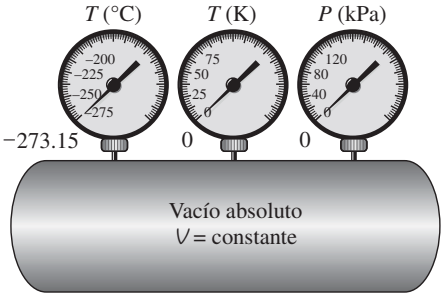


Figura 1-36

Un termómetro de gas de volumen constante marcaría −273.15 °C a presión absoluta cero.

La escala Kelvin se relaciona con la Celsius mediante

$$T(\text{K}) = T(^\circ\text{C}) + 273.15 \tag{1-9}$$

La escala Rankine se relaciona con la Fahrenheit mediante

$$T(\text{R}) = T(^\circ\text{F}) + 459.67 \tag{1-10}$$

Es una práctica común redondear la constante en la ecuación 1-9 a 273 y la de la ecuación 1-10 a 460.

Las escalas de temperatura en los dos sistemas de unidades se relacionan mediante

$$T(\text{R}) = 1.8T(\text{K}) \tag{1-11}$$

$$T(^\circ\text{F}) = 1.8T(^\circ\text{C}) + 32 \tag{1-12}$$

En la figura 1-37 se muestra una comparación de varias escalas de temperatura.

La temperatura de referencia elegida en la escala Kelvin original fue 273.15 K (o 0 °C), que es la temperatura a la que se congela el agua (o se funde el hielo), sustancia que existe como una mezcla sólida-líquida en equilibrio a presión atmosférica estándar (el *punto de hielo*). En la Décima Conferencia General de Pesos y Medidas de 1954, el punto de referencia se cambió a un punto reproducible con mucha mayor precisión, el *punto triple* del agua (el estado en el cual coexisten en equilibrio las tres fases del agua),

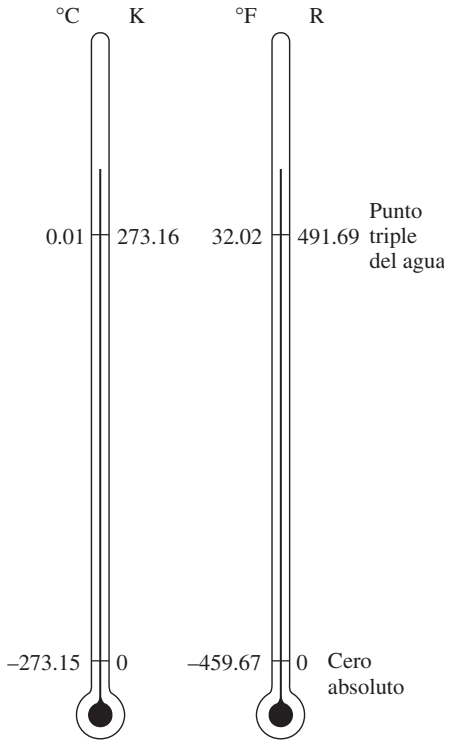


Figura 1-37
Comparación de escalas de temperatura.

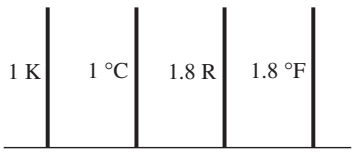


Figura 1-38
Comparación de magnitudes de varias unidades de temperatura.

al cual se le asigna el valor de 273.16 K. La escala Celsius también se volvió a definir en esta conferencia en términos de la escala de temperatura del gas ideal y un solo punto fijo, que es de nuevo el punto triple del agua con un valor asignado de 0.01 °C. La temperatura de ebullición del agua (el *punto de vapor*) se determinó nuevamente de forma experimental como 100.00 °C y, por consiguiente, hubo una buena concordancia entre la anterior y la nueva escala Celsius.

Escala de temperatura internacional de 1990 (ITS-90)

La *Escala de temperatura internacional de 1990*, que sustituye a las de temperaturas prácticas internacionales de 1968 (IPTS-68), 1948 (ITPS-48) y 1927 (ITS-27), fue adoptada por el Comité Internacional de Pesos y Medidas en 1989 a solicitud de la Decimoctava Conferencia General de Pesos y Medidas. La ITS-90 es similar a sus predecesoras pero posee valores más actualizados de temperaturas fijas, tiene un alcance amplio y se ajusta con mayor precisión a la escala de temperatura termodinámica. En la ITS-90 la unidad de temperatura termodinámica T es también el kelvin (K), definida como la fracción 1/273.16 de la temperatura termodinámica del punto triple del agua, el cual es el único punto fijo de definición de esta escala y la Kelvin, además de funcionar como el punto fijo termométrico más importante usado en la calibración de termómetros para ITS-90.

La unidad de temperatura Celsius es el grado Celsius (°C), que por definición es igual en magnitud al kelvin (K). Una diferencia de temperatura se puede expresar en kelvin o grados Celsius. El punto de hielo es el mismo en 0 °C (273.15 K) tanto en ITS-90 como en ITPS-68, pero el punto de vapor es 99.975 °C en ITS-90 (con una incertidumbre de ± 0.005 °C) mientras que éste fue 100.000 °C en IPTS-68. El cambio se debe a mediciones precisas realizadas mediante termometría de gas con particular atención en el efecto de absorción (las impurezas de un gas absorbidas por las paredes de un bulbo a la temperatura de referencia que se desabsorben a temperaturas más altas, lo cual provoca que se incremente la presión medida del gas).

La ITS-90 se extiende hacia arriba desde 0.65 K hasta la temperatura más alta medible prácticamente en términos de la ley de radiación de Planck mediante radiación monocromática. Se basa en especificar valores de temperatura definidos en varios puntos fijos reproducibles con facilidad para que sirvan como referencia y así expresar de forma funcional la variación de temperatura en cierto número de intervalos y semiintervalos.

En la ITS-90, la escala de temperatura está considerada en cuatro intervalos: en el de 0.65 a 5 K, la escala se define en términos de la presión de vapor, relaciones de temperatura para ^{3}He y ^{4}He. Entre 3 y 24.5561 K (el punto triple del neón) se define por medio de un termómetro de gas helio calibrado apropiadamente; de 13.8033 K (el punto triple del hidrógeno) a 1 234.93 K (el punto de congelación de la plata) se define a través de termómetros de resistencia de platino calibrados en conjuntos especificados de puntos fijos de definición; arriba de 1 234.93 K se define en términos de la ley de radiación de Planck y un punto fijo de definición adecuado como el punto de congelación del oro (1 337.33 K).

Se remarca que las magnitudes de cada división de 1 K y 1 °C son idénticas (Fig. 1-38); por lo tanto, cuando se trata con diferencias de temperatura ΔT, el

intervalo de temperatura en ambas escalas es el mismo. Elevar la temperatura de una sustancia en 10 °C es lo mismo que elevarla en 10 K. Es decir,

$$\Delta T(\mathrm{K}) = \Delta T(^\circ\mathrm{C}) \tag{1-13}$$

$$\Delta T(\mathrm{R}) = \Delta T(^\circ\mathrm{F}) \tag{1-14}$$

Algunas relaciones termodinámicas tienen que ver con la temperatura T y con frecuencia surge la pregunta de si está en K o en °C. Si la relación implica diferencias de temperatura (como $a = b\Delta T$), entonces no tiene importancia y se puede usar cualquiera, pero si la relación implica sólo temperaturas en lugar de diferencias de temperatura (como $a = bT$) entonces debe usarse K. Cuando haya duda, siempre es seguro usar K porque casi no existen situaciones en las que su uso sea incorrecto, en cambio hay muchas relaciones termodinámicas que producirán un resultado erróneo si se utiliza °C.

EJEMPLO 1-4 **Cómo expresar el aumento de temperatura en unidades distintas**

Durante un proceso de calentamiento, la temperatura de un sistema aumenta en 10 °C. Exprese este aumento de temperatura en K, °F y R.

Solución El aumento de temperatura de un sistema se va a expresar en diferentes unidades.

Análisis Este problema trata con cambios de temperatura, que son idénticos en las escalas Kelvin y Celsius. Entonces,

$$\Delta T(\mathrm{K}) = \Delta T(^\circ\mathrm{C}) = \mathbf{10\ K}$$

Los cambios de temperatura en las escalas Fahrenheit y Rankine también son idénticos y se relacionan con los cambios en las escalas Celsius y Kelvin mediante las ecuaciones 1-11 y 1-14

$$\Delta T(\mathrm{R}) = 1.8\ \Delta T(\mathrm{K}) = (1.8)(10) = \mathbf{18\ R}$$

y

$$\Delta T(^\circ\mathrm{F}) = \Delta T(\mathrm{R}) = \mathbf{18\ ^\circ F}$$

Comentario Observe que las unidades en °C y K son intercambiables cuando se trata con diferencias de temperatura.

1-9 ▪ Presión

La **presión** se define como la *fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área*. Se habla de presión sólo cuando se trata de gas o líquido, mientras que la contraparte de la presión en los sólidos es el *esfuerzo normal*. Sin embargo, hay que destacar que la presión es una cantidad escalar mientras que la tensión es un tensor. Puesto que la presión se define como la fuerza por unidad de área, tiene como unidad los newton por metro cuadrado ($\mathrm{N/m^2}$), también conocida como **pascal** (Pa). Es decir,

$$1\ \mathrm{Pa} = 1\ \mathrm{N/m^2}$$

La unidad de presión pascal es demasiado pequeña para las presiones que se suscitan en la práctica. De ahí que sus múltiplos *kilopascal* ($1\ \mathrm{kPa} = 10^3\ \mathrm{Pa}$)

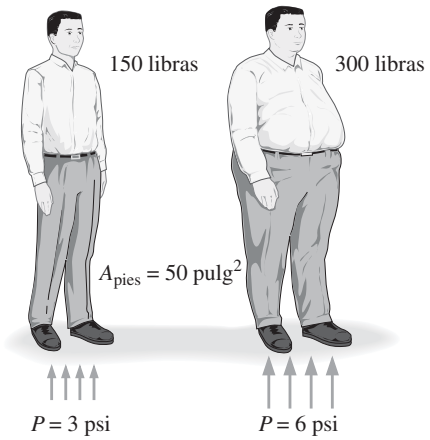


Figura 1-39

El esfuerzo normal (o presión) en los pies de una persona regordeta es mucho mayor que en los pies de una persona delgada.

Figura 1-40

Algunos medidores de presión básicos.

Dresser Instruments, Dresser, Inc. Fotografía utilizada con permiso.

y *megapascal* (1 MPa = 10^6 Pa) se usen más comúnmente. Otras tres unidades de presión de uso extendido, principalmente en Europa, son *bar*, *atmósfera estándar* y *kilogramo fuerza por centímetro cuadrado*:

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 0.1 \text{ MPa} = 100 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ atm} = 101\,325 \text{ Pa} = 101.325 \text{ kPa} = 1.01325 \text{ bars}$$

$$1 \text{ kgf/cm}^2 = 9.807 \text{ N/cm}^2 = 9.807 \times 10^4 \text{ N/m}^2 = 9.807 \times 10^4 \text{ Pa}$$
$$= 0.9807 \text{ bar}$$
$$= 0.9679 \text{ atm}$$

Observe que las unidades de presión bar, atm y kgf/cm^2 son casi equivalentes entre sí. En el sistema inglés, la unidad de presión es la *libra fuerza por pulgada cuadrada* (lbf/pulg^2, o psi), y 1 atm = 14.696 psi. Las unidades de presión kgf/cm^2 y lbf/pulg^2 también se denotan por kg/cm^2 y lb/pulg^2, respectivamente, y se usan regularmente en medidores de presión de llantas. Se puede demostrar que 1 kgf/cm^2 = 14.223 psi.

La presión también se usa para sólidos como sinónimo de *esfuerzo normal*, el cual es la fuerza que actúa perpendicularmente a la superficie por unidad de área. Por ejemplo, una persona de 150 libras cuya área total de 50 pulg^2 dejada por la huella de su zapato ejerce una presión en el piso de 150 lbf/50 pulg^2 = 3.0 psi (Fig. 1-39). Si la persona se apoya en un pie, la presión se duplica. Si la persona aumenta de peso, es probable que sienta incomodidad en el pie como resultado del aumento de presión (el tamaño de la superficie del pie no aumenta con la ganancia de peso). Esto explica también por qué una persona puede caminar en la nieve recién caída sin hundirse si usa raquetas para nieve grandes, y por qué si una persona usa un cuchillo afilado puede cortar con poco esfuerzo.

La presión real en una determinada posición se llama **presión absoluta**, y se mide respecto al vacío absoluto (es decir, presión cero absoluta). Sin embargo, la mayor parte de los dispositivos para medir la presión se calibran a cero en la atmósfera (Fig. 1-40), por lo que indican la diferencia entre la presión absoluta y la atmosférica local; esta diferencia es la **presión manométrica**. La P manométrica puede ser positiva o negativa pero las presiones por debajo de la atmosférica se conocen como **presiones de vacío** y se miden mediante medidores de vacío que indican la diferencia entre las presiones atmosférica y absoluta. Las presiones absoluta, manométrica y de vacío se relacionan entre sí mediante

$$P_{\text{manométrica}} = P_{\text{abs}} - P_{\text{atm}} \quad \textbf{(1-15)}$$

$$P_{\text{vacío}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{abs}} \quad \textbf{(1-16)}$$

Esto se ilustra en la figura 1-41.

Al igual que otros medidores de presión, el usado para medir la presión del aire en una llanta de automóvil indica la presión manométrica, de manera que una lectura común de 32 psi (2.25 kgf/cm^2) indica una presión de 32 psi por arriba de la presión atmosférica. En un lugar donde ésta es de 14.3 psi, por ejemplo, la presión absoluta en la llanta es 32 + 14.3 = 46.3 psi.

En las relaciones y tablas termodinámicas casi siempre se usa la presión absoluta; en este libro la presión P denotará *presión absoluta* a menos que se especifique lo contrario. Con frecuencia se agregan las letras "a" (para presión

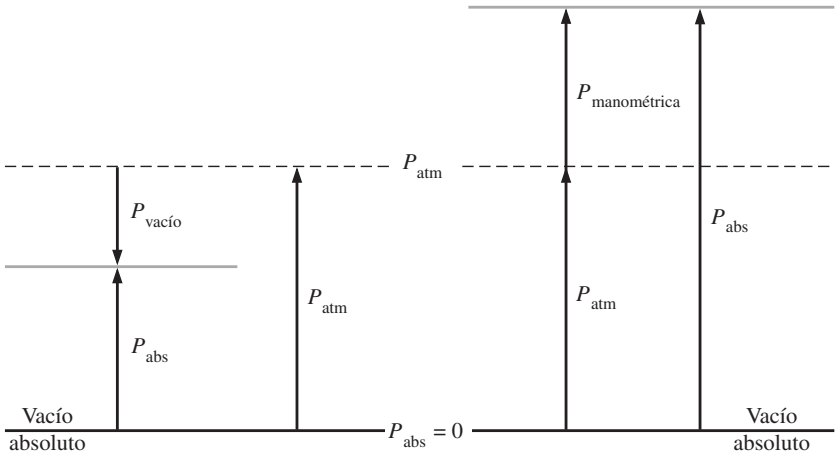


Figura 1-41
Presiones absoluta, manométrica y de vacío.

absoluta) y "g" (para presión manométrica) a las unidades de presión (lo que resulta en psia y psig) para especificar esto.

EJEMPLO 1-5 **Presión absoluta de una cámara de vacío**

Un medidor de vacío conectado a una cámara marca 5.8 psi en un lugar donde la presión atmosférica es de 14.5 psi. Determine la presión absoluta en la cámara.

Solución Se tiene la presión manométrica de una cámara de vacío y se determinará la presión absoluta de la cámara.

Análisis La presión absoluta se determina fácilmente a partir de la ecuación 1-16

$$P_{abs} = P_{atm} - P_{vacío} = 14.5 - 5.8 = \mathbf{8.7\ psi}$$

Comentario Observe que para determinar la presión absoluta se usa el valor *local* de la presión atmosférica.

Variación de la presión con la profundidad

Es de esperar que la presión en un fluido en reposo no cambie en la dirección horizontal. Esto se comprueba fácilmente al considerar una delgada capa horizontal de fluido y hacer un balance de fuerzas en cualquier dirección, horizontalmente. Sin embargo, en dirección vertical éste no es el caso en un campo de gravedad. La presión de un fluido se incrementa con la profundidad debido a que una mayor cantidad de éste descansa sobre las capas más profundas y el efecto de este "peso extra" en una capa inferior se equilibra mediante un aumento de presión (Fig. 1-42).

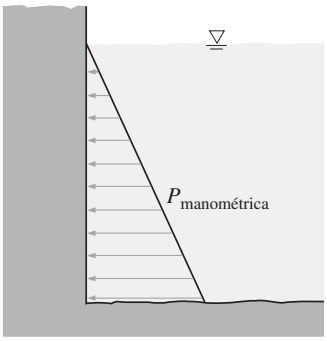


Figura 1-42
La presión de un fluido en reposo aumenta con la profundidad (como resultado del peso agregado).

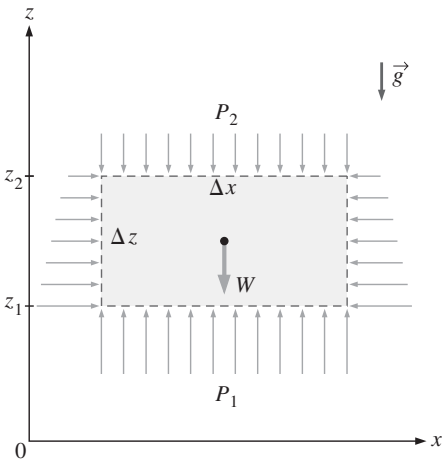


Figura 1-43

Diagrama de cuerpo libre de un elemento de fluido rectangular en equilibrio.

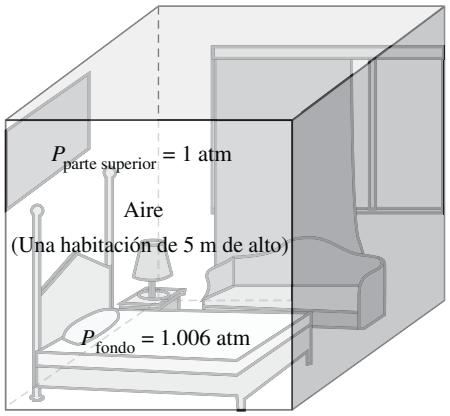


Figura 1-44

En una habitación llena de gas la variación de presión con la altura es insignificante.

A fin de obtener una relación para la variación de presión con la profundidad, se considera un elemento rectangular de fluido de altura Δz, longitud Δx, y profundidad unitaria ($\Delta y = 1$ dentro de la página) en equilibrio, como se ilustra en la figura 1-43. Suponiendo que la densidad del fluido ρ es constante, un balance de fuerzas en la dirección vertical z da

$$\sum F_z = ma_z = 0: \quad P_1\,\Delta x\,\Delta y - P_2\,\Delta x\,\Delta y - \rho g\,\Delta x\,\Delta y\,\Delta z = 0$$

donde $W = mg = \rho g\,\Delta x\,\Delta y\,\Delta z$ es el peso del elemento fluido y $\Delta z = z_2 - z_1$. Al dividir entre $\Delta x\,\Delta y$ y reordenar se tiene

$$\Delta P = P_2 - P_1 = -\rho g\,\Delta z = -\gamma_s\,\Delta z \qquad \textbf{(1-17)}$$

donde $\gamma_s = \rho g$ es el *peso específico* de fluido. Por consiguiente, se concluye que la diferencia de presión entre dos puntos en un fluido de densidad constante es proporcional a la distancia vertical Δz entre los puntos y la densidad ρ del fluido. Teniendo en cuenta el signo negativo se puede decir que *la presión en un fluido estático aumenta linealmente con la profundidad*. Esto es lo que un buzo experimenta al sumergirse cada vez a más profundidad en un lago.

Una sencilla ecuación para recordar y aplicar entre dos puntos cualesquiera en el mismo fluido bajo condiciones hidrostáticas es

$$P_{\text{abajo}} = P_{\text{arriba}} + \rho g|\Delta z| = P_{\text{arriba}} + \gamma_s|\Delta z| \qquad \textbf{(1-18)}$$

donde "abajo" se refiere al punto en la elevación mínima (en la profundidad el fluido) y "arriba" se refiere al punto de elevación máxima. Si utiliza esta ecuación de manera consistente, deberá evitar equivocar los símbolos.

Para un determinado líquido, la distancia vertical Δz se usa a veces como medida de la presión, y se llama *carga de presión*.

De la ecuación 1-17 también se concluye que para distancias pequeñas a moderadas la variación de la presión con el peso es insignificante para gases debido a su baja densidad. Por ejemplo, la presión en un depósito que contiene gas se puede considerar uniforme puesto que el peso del gas es demasiado pequeño como para que constituya una diferencia importante. También, la presión en una habitación llena de aire se puede suponer constante (Fig. 1-44).

Si se considera que el punto "superior" está sobre la superficie libre de un líquido abierto a la atmósfera (Fig. 1-45), donde la presión es la presión atmosférica P_{atm}, entonces de la ecuación 1-18 la presión a la profundidad h desde la superficie libre se convierte en

$$P = P_{\text{atm}} + \rho g h \quad \text{o} \quad P_{\text{manométrica}} = \rho g h \qquad \textbf{(1-19)}$$

Los líquidos son en esencia sustancias no compresibles y por lo tanto la variación de densidad con la profundidad es insignificante. Éste también es el caso para los gases cuando el cambio de elevación no es muy grande. La variación de densidad de líquidos o gases con la temperatura puede ser importante y necesitaría ser considerada cuando se desea obtener precisión alta. Asimismo, a grandes profundidades como las de los océanos, el cambio en la densidad de un líquido puede ser importante como resultado de la compresión ocasionada por la tremenda cantidad de peso del líquido situado arriba.

La aceleración gravitacional g varía de 9.807 m/s^2 al nivel del mar, a 9.764 m/s^2 a una elevación de 14 000 m, donde se desplazan los grandes aviones de pasajeros. En este caso extremo, el cambio es de sólo 0.4 por ciento. Por lo que se puede suponer que g es constante con error insignificante.

Para los fluidos cuyas densidades cambian de manera importante con la altura se puede obtener una relación para la variación de presión con la

elevación al dividir la ecuación 1-17 entre Δz, y tomar el límite conforme $\Delta z \to 0$. Esto da

$$\frac{dP}{dz} = -\rho g \tag{1-20}$$

Observe que dP es negativa cuando dz es positiva, dado que la presión disminuye en dirección ascendente. Cuando se conoce la variación de la densidad con la elevación, la diferencia de presión entre los puntos 1 y 2 se determina por integración como

$$\Delta P = P_2 - P_1 = -\int_1^2 \rho g \, dz \tag{1-21}$$

Para densidad constante y aceleración gravitacional constante, esta relación se reduce a la ecuación 1-17, como se esperaba.

La presión en un fluido en reposo no depende de la forma o sección transversal del recipiente. Cambia con la distancia vertical, pero permanece constante en otras direcciones. De ahí que en un determinado fluido la presión sea la misma en todos los puntos de un plano horizontal. El matemático holandés Simon Stevin (1548-1620) publicó en 1586 el principio ilustrado en la figura 1-46, donde se observa que las presiones en los puntos *A*, *B*, *C*, *D*, *E*, *F* y *G* son las mismas puesto que están a la misma profundidad e interconectadas por el mismo fluido estático. Sin embargo, las presiones en los puntos *H* e *I* no son las mismas puesto que estos dos puntos no pueden estar interconectados por el mismo fluido (es decir, no se puede trazar una curva del punto *I* al punto *H* mientras se está en el mismo fluido todo el tiempo), aunque se hallen a la misma profundidad. (¿Es posible decir en qué punto la presión es mayor?) Asimismo, la fuerza de presión ejercida por el fluido siempre es normal a la superficie en los puntos especificados.

Una consecuencia de la presión en un fluido que permanece constante en la dirección horizontal es que *la presión ejercida sobre un fluido incompresible dentro de un recipiente rígido, se transmite a todos los puntos del mismo con el mismo valor*. Esto se llama **ley de Pascal**, en honor a Blaise Pascal (1623-1662), quien también sabía que la fuerza ejercida por un fluido es proporcional al área superficial. Comprendió que dos cilindros hidráulicos de áreas diferentes podían ser conectados y que el más grande se podía usar para ejercer una fuerza proporcionalmente mayor que la aplicada al menor. La

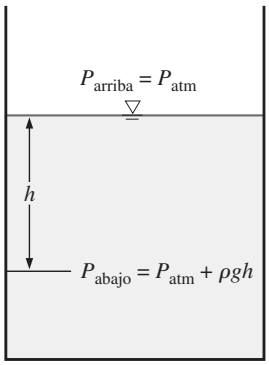
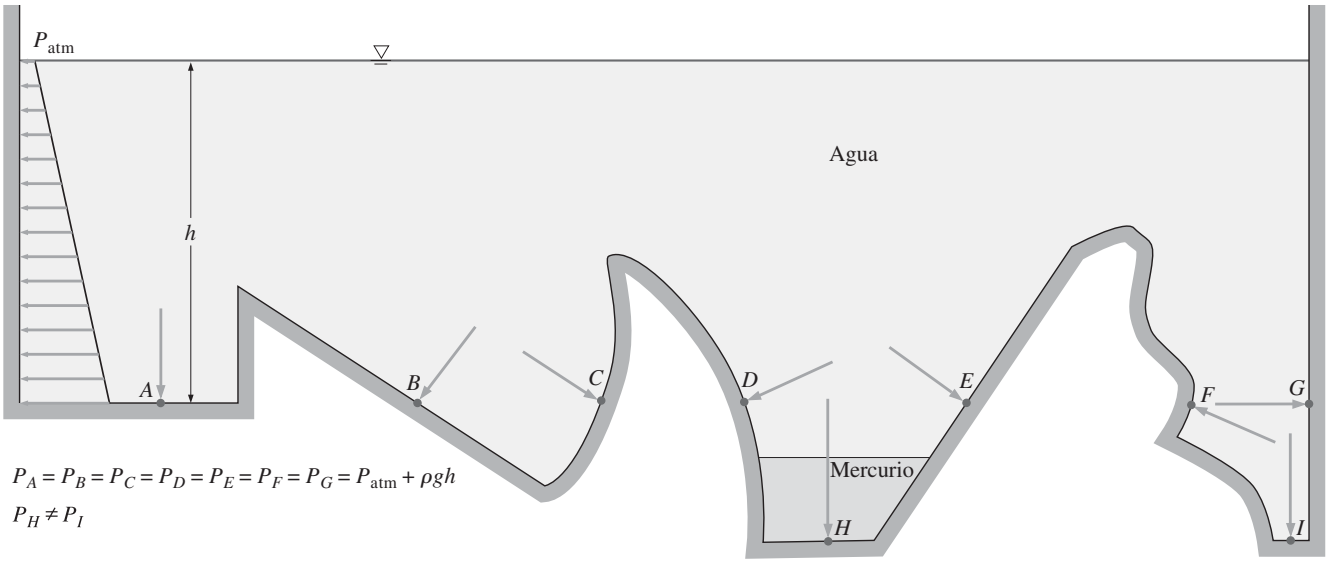


Figura 1-45
La presión en un líquido se incrementa de forma lineal con la profundidad desde la superficie libre.

Figura 1-46
La presión ejercida por un determinado fluido es la misma en todos los puntos de un plano horizontal, sin considerar la configuración geométrica, siempre y cuando los puntos estén interconectados por el mismo fluido.



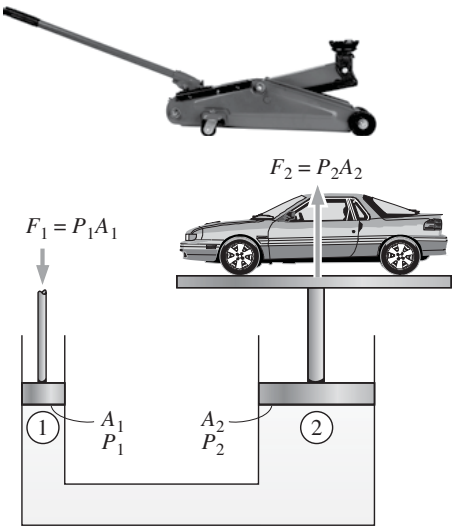


Figura 1-47
Elevación de un gran peso mediante una fuerza pequeña con la aplicación de la ley de Pascal. Un ejemplo típico es un gato hidráulico.
(Arriba) © Stockbyte/Getty RF

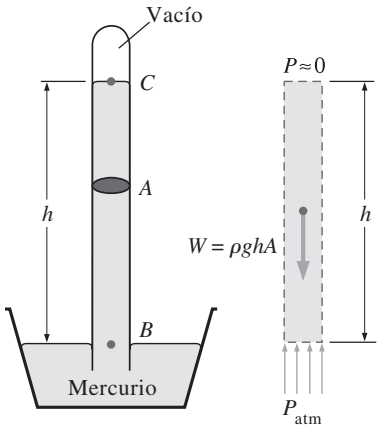


Figura 1-48
Barómetro básico.

"máquina de Pascal" ha sido el origen de muchas invenciones que son parte de la vida cotidiana actual, como los frenos y ascensores hidráulicos. Esto es lo que permite levantar fácilmente un automóvil mediante un brazo, como se muestra en la figura 1-47, donde $P_1 = P_2$ puesto que ambos émbolos están al mismo nivel (las pequeñas diferencias de altura son insignificantes, en particular a altas presiones), la relación de fuerza de salida a fuerza de entrada se determina como

$$P_1 = P_2 \quad \rightarrow \quad \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad \rightarrow \quad \frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} \tag{1-22}$$

La relación de área A_2/A_1 se llama *ventaja mecánica ideal* del elevador hidráulico. Por ejemplo, con un gato hidráulico que tiene una relación de área de émbolo de $A_2/A_1 = 100$, una persona puede levantar un automóvil de 1 000 kg al aplicar una fuerza de sólo 10 kgf (= 90.8 N).

1-10 ▪ Dispositivos para la medición de la presión

Barómetro

La presión atmosférica se mide mediante un dispositivo conocido como **barómetro**; así, la presión atmosférica se denomina por lo común *presión barométrica*.

El italiano Evangelista Torricelli (1608-1647) fue el primero en probar de manera concluyente que la presión atmosférica se puede medir al invertir un tubo lleno de mercurio en un recipiente con mercurio y abierto a la atmósfera, como se ilustra en la figura 1-48. La presión en el punto *B* es igual a la presión atmosférica, y la presión en *C* se puede considerar como cero puesto que sólo hay vapor de mercurio arriba del punto *C* y la presión es muy baja en relación con P_{atm} lo que permite ignorarla y obtener una excelente aproximación. Al escribir un balance de fuerzas en la dirección vertical, se obtiene

$$P_{atm} = \rho gh \tag{1-23}$$

donde ρ es la densidad del mercurio, g es la aceleración gravitacional local y h es la altura de la columna de mercurio arriba de la superficie libre. Observe que la longitud y el área de la sección transversal del tubo no causan efecto en la altura de la columna del fluido de un barómetro (Fig. 1-49).

Una unidad de presión de uso común es la *atmósfera estándar*, que se define como la presión producida por una columna de mercurio de 760 mm de altura a 0 °C (ρ_{Hg} = 13 595 kg/m^3) bajo la aceleración gravitacional estándar (g = 9.807 m/s^2). Si se usa agua en lugar de mercurio para medir la presión atmosférica estándar, sería necesaria una columna de agua de casi 10.3 metros. La presión se expresa a veces (en particular esto lo hacen los pronosticadores del clima) en términos de la altura de la columna de mercurio. La presión atmosférica estándar, por ejemplo, es 760 mm Hg (29.92 pulg Hg) a 0 °C. La unidad mm Hg se llama también **torr** en honor a Torricelli. Por lo tanto, 1 atm = 760 torr y 1 torr = 133.3 Pa.

La presión atmosférica estándar P_{atm} cambia de 101.325 kPa al nivel del mar, a 89.88, 79.50, 54.05, 26.5 y 5.53 kPa a altitudes de 1 000, 2 000, 5 000, 10 000 y 20 000 metros, respectivamente. Por ejemplo, la presión atmosférica en Denver (altura de 1 610 m) es 83.4 kPa. Recuerde que la presión atmosférica de un sitio es simplemente el peso del aire que se halla arriba de ese lugar

por área superficial unitaria. Por lo tanto, cambia no sólo con la altura sino también con las condiciones climáticas.

La disminución de la presión atmosférica con la altura tiene ramificaciones de largo alcance en lo cotidiano. Por ejemplo, cocinar lleva más tiempo a grandes altitudes puesto que el agua hierve a menor temperatura bajo presiones atmosféricas más bajas. Una hemorragia por la nariz es una experiencia común a grandes altitudes puesto que la diferencia entre la presión arterial y la presión atmosférica es mayor en este caso, y las delicadas paredes de las venas de la nariz a menudo no soportan este esfuerzo extra.

Para una temperatura dada, la densidad del aire es menor a grandes altitudes y, por lo tanto, un determinado volumen contiene menos aire y menos oxígeno. Así, no es sorprendente sentirse cansado con más facilidad y experimentar problemas de respiración a grandes altitudes. Para compensar este efecto, las personas que viven en poblaciones altas desarrollan pulmones más eficaces. De manera similar, el motor de un auto de 2.0 L funcionará como un motor de 1.7 L a 1 500 m de altitud (a menos que sea turbocargado) como resultado de la caída de presión de 15 por ciento y, por ende, una caída de 15 por ciento en la densidad del aire (Fig. 1-50). Un ventilador o compresor desplazará 15 por ciento menos aire a esa altitud para el mismo volumen de desplazamiento. Por lo tanto, mayores ventiladores de enfriamiento deben seleccionarse para operar a elevadas altitudes y asegurar el flujo másico especificado. La presión menor, y en consecuencia la menor densidad, afecta también la fuerza de sustentación y el arrastre: los aviones necesitan las pistas más largas para tomar más vuelo a grandes altitudes logrando la fuerza de sustentación requerida, y ascienden a grandes alturas a fin de lograr un menor arrastre y, por ende, mejor rendimiento de combustible.

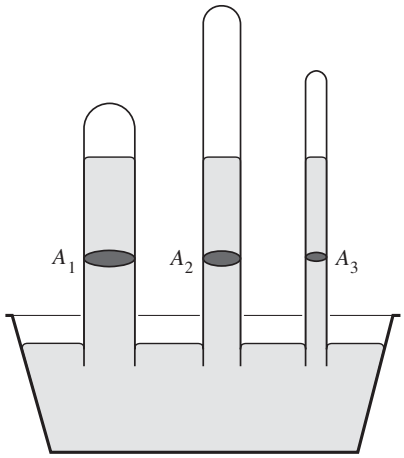


Figura 1-49

La longitud o el área de la sección transversal del tubo no tiene efecto en la altura de la columna de fluido de un barómetro, siempre y cuando el diámetro del tubo sea lo suficientemente grande para evitar efectos (capilares) de tensión superficial.

EJEMPLO 1-6 Medición de la presión atmosférica con un barómetro

Determine la presión atmosférica en un lugar donde la lectura barométrica es 740 mm Hg y la aceleración gravitacional es $g = 9.805\ \text{m/s}^2$. Suponga que la temperatura del mercurio es de 10 °C, a la cual su densidad es 13 570 kg/m^3.

Solución Se tiene como dato la lectura barométrica de un lugar en altura de columna de mercurio y se determinará la presión atmosférica.

Suposiciones La temperatura del mercurio es 10 °C.

Propiedades La densidad del mercurio es de 13 570 kg/m^3.

Análisis De la ecuación 1-23, la presión atmosférica se determina como

$$\begin{aligned} P_{\text{atm}} &= \rho g h \\ &= (13\,570\ \text{kg/m}^3)(9.805\ \text{m/s}^2)(0.740\ \text{m})\left(\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right)\left(\frac{1\ \text{kPa}}{1\,000\ \text{N/m}^2}\right) \\ &= \mathbf{98.5\ kPa} \end{aligned}$$

Comentario Observe que la densidad cambia con la temperatura, por lo que este efecto debe considerarse en los cálculos.

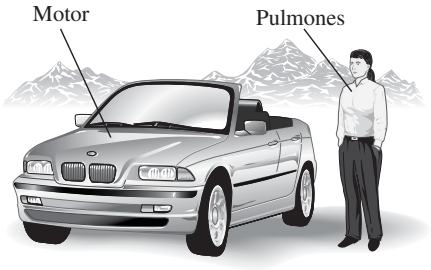


Figura 1-50

A grandes altitudes un motor de automóvil genera menos potencia y una persona obtiene menos oxígeno como resultado de la menor densidad del aire.

EJEMPLO 1-7 Flujo por gravedad de un suero intravenoso

Las infusiones intravenosas suelen administrarse por gravedad colgando la botella del fluido a una altura tal que contrarreste la presión sanguínea en la

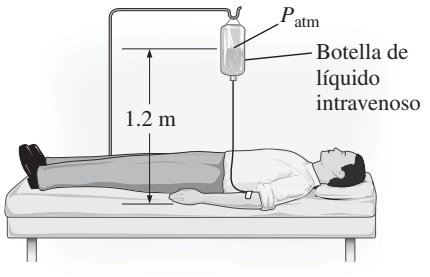


Figura 1-51
Esquema para el ejemplo 1-7.

vena y obligue al fluido a entrar al cuerpo (figura 1-51). Cuanto más se eleve la botella, mayor será la velocidad de flujo del fluido. *a*) Si se observa que las presiones del fluido y de la sangre se equilibran entre sí cuando la botella está a 1.2 m por encima del nivel del brazo, determine la presión manométrica de la sangre. *b*) Si la presión manométrica del fluido al nivel del brazo necesita ser de 20 kPa para una velocidad de flujo suficiente, determine la altura a la que debe colocarse la botella. Considere la densidad del fluido como de 1 020 kg/m^3.

Solución Se sabe que las presiones del fluido intravenoso y de la sangre se equilibran entre sí cuando la botella está a cierta altura. Se deben determinar la presión manométrica de la sangre y la elevación de la botella necesarias para mantener el flujo a la velocidad deseada.
Suposiciones **1** El fluido intravenoso es incompresible. **2** La botella de líquido intravenoso está abierta a la atmósfera.
Propiedades La densidad del fluido intravenoso es de $\rho = 1\ 020$ kg/m^3.
Análisis *a*) Tomando en cuenta que las presiones del fluido intravenoso y la sangre se equilibran entre sí cuando la botella está a 1.2 m por encima del nivel del brazo, la presión manométrica de la sangre en el brazo es simplemente igual a la presión manométrica del fluido intravenoso a una profundidad de 1.2 m,

$$P_{\text{manométrica, brazo}} = P_{\text{abs}} - P_{\text{atm}} = \rho g h_{\text{brazo-botella}}$$
$$= (1\,020\ \text{kg/m}^3)(9.81\ \text{m/s}^2)(1.20\ \text{m})\left(\frac{1\ \text{kN}}{1\,000\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right)\left(\frac{1\ \text{kPa}}{1\ \text{kN/m}^2}\right)$$
$$= \mathbf{12.0\ kPa}$$

b) Para determinar la presión manométrica de 20 kPa a nivel del brazo, la altura de la superficie del fluido intravenoso en la botella con respecto al nivel del brazo se determina nuevamente a partir de $P_{\text{manométrica, brazo}} = \rho g h_{\text{brazo-botella}}$ para ser

$$h_{\text{brazo-botella}} = \frac{P_{\text{manométrica, brazo}}}{\rho g}$$
$$= \frac{20\ \text{kPa}}{(1\,020\ \text{kg/m}^3)(9.81\ \text{m/s}^2)}\left(\frac{1\,000\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}{1\ \text{kN}}\right)\left(\frac{1\ \text{kN/m}^2}{1\ \text{kPa}}\right)$$
$$= \mathbf{2.00\ m}$$

Comentario Observe que es posible utilizar la altura de un contenedor para controlar las velocidades del flujo en flujos impulsados por la gravedad. También se debe considerar el descenso de presión en el tubo debido a los efectos friccionales del flujo. Para obtener una velocidad específica del flujo se requerirá elevar la botella un poco más para contrarrestar el descenso de la presión.

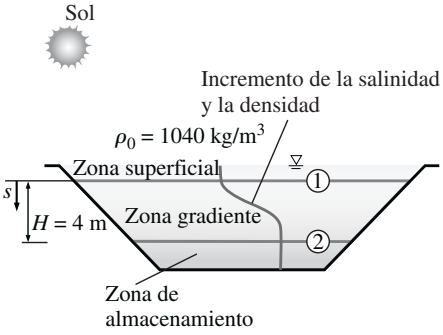


Figura 1-52
Esquema para el ejemplo 1-8.

EJEMPLO 1-8 Presión hidrostática en un estanque solar con densidad variable

Los estanques solares son pequeños lagos artificiales de pocos metros de profundidad que se usan para almacenar energía solar. Para evitar que el agua caliente (menos densa) suba a la superficie se agrega sal al fondo. En un estanque solar característico con gradiente salino la densidad del agua se incrementa en la zona gradiente, como se muestra en la figura 1-52, de manera que la densidad puede expresarse como

$$\rho = \rho_0\sqrt{1 + \tan^2\left(\frac{\pi}{4}\frac{s}{H}\right)}$$

donde ρ_0 es la densidad en la superficie del agua, s es la distancia vertical medida hacia abajo desde la parte superior de la zona gradiente ($s = -z$) y H es el espesor de la zona gradiente. Para $H = 4$ m, $\rho_0 = 1\ 040$ kg/m^3 y un espesor de 0.8 m para la zona superficial, calcule la presión manométrica en el fondo de la zona gradiente.

Solución Se conoce la variación de la densidad del agua salina en la zona gradiente de un estanque solar con la profundidad. Se determinará la presión manométrica en el fondo de la zona gradiente.

Suposiciones La densidad de la zona superficial del estanque es constante.

Propiedades La densidad de la salmuera en la superficie es 1 040 kg/m^3.

Análisis Se identifica la parte superior y el fondo de la zona gradiente como 1 y 2, respectivamente. A sabiendas que la densidad de la zona superficial es constante, la presión manométrica en el fondo de la zona superficial (es decir, la parte superior de la zona gradiente) es

$$P_1 = \rho g h_1 = (1\ 040\ \text{kg/m}^3)(9.81\ \text{m/s}^2)(0.8\ \text{m})\left(\frac{1\ \text{kN}}{1\ 000\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right) = 8.16\ \text{kPa}$$

puesto que 1 kN/m^2 = 1 kPa. Dado que $s = -z$, el cambio diferencial en la presión hidrostática en una distancia vertical de ds está dado por

$$dP = \rho g\, ds$$

Al integrar desde la parte superior de la zona gradiente (punto 1, donde $s = 0$) a cualquier ubicación s en la zona gradiente (sin subíndice), se obtiene

$$P - P_1 = \int_0^s \rho g\, ds \qquad \rightarrow \qquad P = P_1 + \int_0^s \rho_0 \sqrt{1 + \tan^2\left(\frac{\pi}{4}\frac{s}{H}\right)}\, g\, ds$$

Al llevar a cabo la integración se obtiene que la variación de presión manométrica en la zona gradiente es

$$P = P_1 + \rho_0 g \frac{4H}{\pi}\,\text{senh}^{-1}\left(\tan\frac{\pi}{4}\frac{s}{H}\right)$$

Entonces la presión en el fondo de la zona gradiente ($s = H = 4$ m) es

$$P_2 = 8.16\ \text{kPa} + (1\ 040\ \text{kg/m}^3)(9.81\ \text{m/s}^2)\frac{4(4\ \text{m})}{\pi} \times \text{senh}^{-1}\left(\tan\frac{\pi}{4}\frac{4}{4}\right)\left(\frac{1\ \text{kN}}{1\ 000\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right) = \mathbf{54.0\ kPa}\ (\textbf{manométrica})$$

Comentario La variación de presión manométrica en la zona gradiente con la profundidad se grafica en la figura 1-53. La línea discontinua indica la presión hidrostática en el caso de densidad constante de 1 040 kg/m^3 y se da como referencia. Observe que la variación de presión con la profundidad no es lineal cuando la densidad varía con la profundidad. Esto explica por qué se requirió la integración.

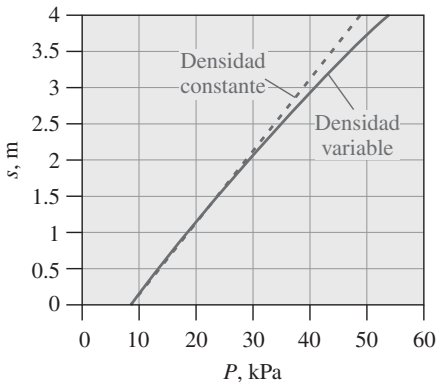


Figura 1-53
Variación de la presión manométrica con la profundidad en la zona de gradiente del estanque solar.

Figura 1-54
Un sencillo manómetro de tubo en forma de U, con una presión alta aplicada sobre el lado derecho.
Foto de John M. Cimbala

Manómetro

En la ecuación 1-17 se observa que un cambio de elevación de $-\Delta z$ en un fluido en reposo corresponde a $\Delta P/\rho g$, lo cual indica que es posible usar una columna de fluido para medir diferencias de presión. Un dispositivo basado en este principio se llama **manómetro**, y comúnmente se usa para medir diferencias de presión pequeñas y moderadas. Un manómetro consta principalmente de un tubo en U de vidrio o plástico que contiene uno o más fluidos como

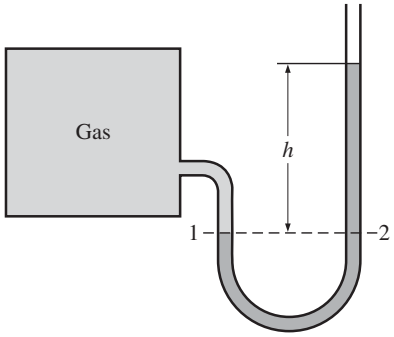


Figura 1-55
Manómetro básico.

mercurio, agua, alcohol o aceite (figura 1-54). Para que el manómetro tenga un tamaño manejable se usan fluidos pesados como el mercurio, si se anticipan grandes diferencias de presión.

Observe el manómetro que aparece en la figura 1-55, el cual se utiliza para medir la presión en el recipiente. Puesto que los efectos gravitacionales de gases son insignificantes, la presión en cualquier parte del recipiente y en la posición 1 tiene el mismo valor. Además, dado que la presión en un fluido no varía dentro de éste en dirección horizontal, la presión en el punto 2 es la misma que la presión en el punto 1, $P_2 = P_1$.

La columna diferencial de fluido de altura h está en equilibrio estático y se halla abierta a la atmósfera; por lo tanto, a partir de la ecuación 1-18 la presión en el punto 2 se determina de forma directa, como

$$P_2 = P_{\text{atm}} + \rho g h \qquad \textbf{(1-24)}$$

donde ρ es la densidad del fluido en el tubo. Note que el área de sección transversal del tubo no tiene efecto en la altura diferencial h, y por lo tanto, en la presión que ejerce el fluido. Sin embargo, el diámetro del tubo debe ser suficientemente grande (mayor a unos cuantos milímetros) para asegurar que el efecto de la tensión superficial, y por ende el aumento debido a la capilaridad, sea insignificante.

EJEMPLO 1-9 Medición de la presión con un manómetro

Un manómetro se usa para medir la presión de un gas en un recipiente. El fluido que se emplea tiene una densidad relativa de 0.85 y la altura de la columna del manómetro es de 55 cm, como se ilustra en la figura 1-56. Si la presión atmosférica local es de 96 kPa, determine la presión absoluta dentro del recipiente.

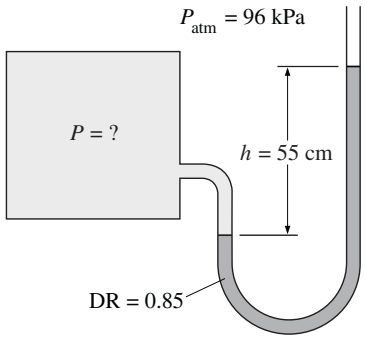


Figura 1-56
Esquema para el ejemplo 1-9.

Solución La lectura de un manómetro unido al recipiente y la presión atmosférica están dadas, así que se determinará la presión absoluta en el recipiente.

Suposiciones El fluido en el recipiente es un gas cuya densidad es mucho menor que la densidad del fluido en el manómetro.

Propiedades La densidad relativa del fluido del manómetro es de 0.85. Se toma la densidad estándar del agua, la cual es 1 000 kg/m^3.

Análisis La densidad del fluido se obtiene al multiplicar su densidad relativa por la densidad del agua,

$$\rho = \text{DR}\,(\rho_{\text{H}_2\text{O}}) = (0.85)(1\,000\ \text{kg/m}^3) = 850\ \text{kg/m}^3$$

Entonces, de la ecuación 1-24,

$$P = P_{\text{atm}} + \rho g h$$

$$= 96\ \text{kPa} + (850\ \text{kg/m}^3)(9.81\ \text{m/s}^2)(0.55\ \text{m})\left(\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right)\left(\frac{1\ \text{kPa}}{1\,000\ \text{N/m}^2}\right)$$

$$= \mathbf{100.6\ kPa}$$

Comentario Observe que la presión manométrica en el recipiente es de 4.6 kPa.

Algunos manómetros utilizan un tubo inclinado para incrementar su resolución (precisión) al leer la altura del fluido. Tales dispositivos se conocen como **manómetros inclinados**.

Muchos problemas de ingeniería y algunos manómetros tienen que ver con varios fluidos inmiscibles de densidades diferentes apilados unos sobre otros. Este tipo de sistemas se pueden analizar fácilmente recordando que 1) el cambio de presión en una columna de fluido de altura h es $\Delta P = \rho g h$, 2) la presión se incrementa hacia abajo en un determinado fluido y disminuye hacia arriba (es decir, $P_{\text{fondo}} > P_{\text{parte superior}}$) y 3) dos puntos a la misma elevación en un fluido continuo en reposo están a la misma presión.

El último principio, resultado de la *ley de Pascal*, permite "saltar" en los manómetros de una columna de fluido a la siguiente sin preocuparse del cambio de presión, siempre y cuando no se salte sobre un fluido diferente y éste se encuentre en reposo. Entonces la presión en cualquier punto se determina iniciando en un punto de presión conocida y sumando o restando los términos $\rho g h$ conforme se avanza hacia el punto de interés. Por ejemplo, la presión en el fondo del recipiente de la figura 1-57 se puede determinar si se inicia en la superficie libre donde la presión es P_{atm}, moviéndose hacia abajo hasta alcanzar el punto 1 en el fondo, e igualando el resultado a P_1. Se obtiene

$$P_{\text{atm}} + \rho_1 g h_1 + \rho_2 g h_2 + \rho_3 g h_3 = P_1$$

En un caso especial donde estén implicados fluidos con la misma densidad, esta relación se reduce a $P_{\text{atm}} + \rho g(h_1 + h_2 + h_3) = P_1$.

Particularmente, los manómetros son adecuados para medir caídas de presión en una sección de flujo horizontal entre dos puntos especificados, debidas a la presencia de un dispositivo como una válvula, intercambiador de calor o cualquier resistencia al flujo. Esto se hace conectando las dos ramas de un manómetro a estos dos puntos, según se ilustra en la figura 1-58. El fluido de trabajo puede ser un gas o un líquido cuya densidad es ρ_1. La densidad del fluido del manómetro es ρ_2 y la altura diferencial del fluido es h. Los dos fluidos deben ser inmiscibles y ρ_2 debe ser mayor que ρ_1.

Una relación para la diferencia de presión $P_1 - P_2$ se obtiene si se inicia en el punto 1 con P_1, se sigue a lo largo del tubo sumando o restando los términos $\rho g h$ hasta llegar al punto 2, e igualando el resultado a P_2:

$$P_1 + \rho_1 g(a + h) - \rho_2 g h - \rho_1 g a = P_2 \qquad \textbf{(1-25)}$$

Observe que se saltó horizontalmente del punto A al B y se ignoró la parte de abajo puesto que la presión en ambos puntos es la misma. Al simplificar, se obtiene,

$$P_1 - P_2 = (\rho_2 - \rho_1) g h \qquad \textbf{(1-26)}$$

Note que la distancia a no tiene efecto en el resultado, pero se debe incluir en el análisis. Asimismo, cuando el fluido dentro de la tubería es un gas, entonces $\rho_1 \ll \rho_2$ y la relación en la ecuación 1-26 se simplifica a $P_1 - P_2 \cong \rho_2 g h$.

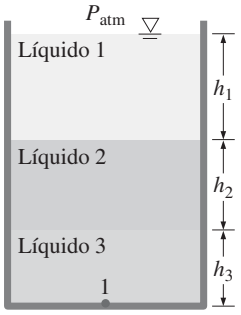


Figura 1-57

En capas de líquido apiladas, el cambio de presión en una de éstas con densidad ρ y altura h es $\rho g h$.

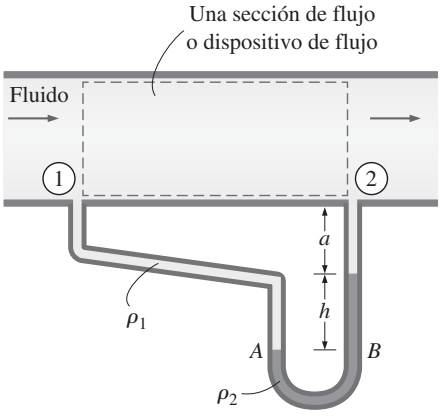


Figura 1-58

Medición de la caída de presión a través de una sección de flujo o de un dispositivo de flujo mediante un manómetro diferencial.

EJEMPLO 1-10 Medición de la presión con un manómetro de varios fluidos

El agua en un recipiente se presuriza con aire y la presión se mide por medio de un manómetro de varios fluidos, como se muestra en la figura 1-59. El recipiente se localiza en una montaña a una altitud de 1 400 m donde la presión atmosférica es 85.6 kPa. Determine la presión del aire en el recipiente si $h_1 = 0.1$ m, $h_2 = 0.2$ m y $h_3 = 0.35$ m. Tome las densidades del agua,

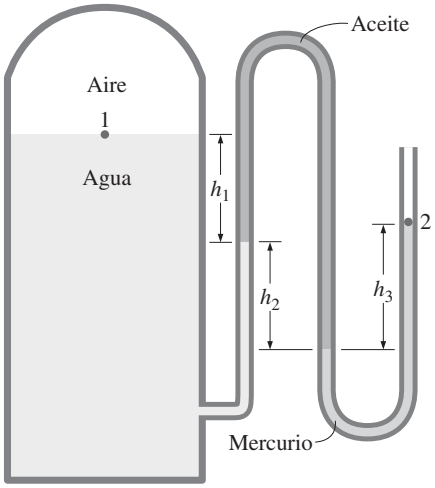


Figura 1-59

Esquema para el ejemplo 1-10. (El dibujo no está a escala.)

aceite y mercurio iguales a 1 000 kg/m^3, 850 kg/m^3 y 13 600 kg/m^3, respectivamente.

Solución La presión en un recipiente de agua presurizada se mide mediante un manómetro de varios fluidos. Se determinará la presión del aire en el recipiente.

Suposición La presión del aire en el recipiente es uniforme (es decir, su variación con la elevación es insignificante debido a su baja densidad) y, por consiguiente, se puede determinar la presión en la interfase aire-agua.

Propiedades Las densidades del agua, el aceite y el mercurio son 1 000 kg/m^3, 850 kg/m^3 y 13 600 kg/m^3, respectivamente.

Análisis Si se empieza con la presión del punto 1 en la interfase aire-agua, y moviéndose a lo largo del tubo sumando o restando los términos ρgh hasta llegar al punto 2 e igualando el resultado a P_{atm} puesto que el tubo está abierto a la atmósfera, se obtiene

$$P_1 + \rho_{agua} g h_1 + \rho_{aceite} g h_2 - \rho_{mercurio} g h_3 = P_2 = P_{atm}$$

Al despejar P_1 y sustituir,

$$\begin{aligned} P_1 &= P_{atm} - \rho_{agua} g h_1 - \rho_{aceite} g h_2 + \rho_{mercurio} g h_3 \\ &= P_{atm} + g(\rho_{mercurio} h_3 - \rho_{agua} h_1 - \rho_{aceite} h_2) \\ &= 85.6\ \text{kPa} + (9.81\ \text{m/s}^2)[(13\,600\ \text{kg/m}^3)(0.35\ \text{m}) - 1\,000\ \text{kg/m}^3)(0.1\ \text{m}) \\ &\quad - (850\ \text{kg/m}^3)(0.2\ \text{m})]\left(\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right)\left(\frac{1\ \text{kPa}}{1\,000\ \text{N/m}^2}\right) \\ &= \mathbf{130\ kPa} \end{aligned}$$

Comentario Observe que al saltar horizontalmente de un tubo al siguiente y entender que la presión es la misma en el mismo fluido se simplifica el análisis de manera considerable. Note también que el mercurio es una sustancia tóxica, y los manómetros y termómetros de mercurio son reemplazados por otros con sustancias más seguras debido al riesgo de exposición al vapor de mercurio en caso de accidente.

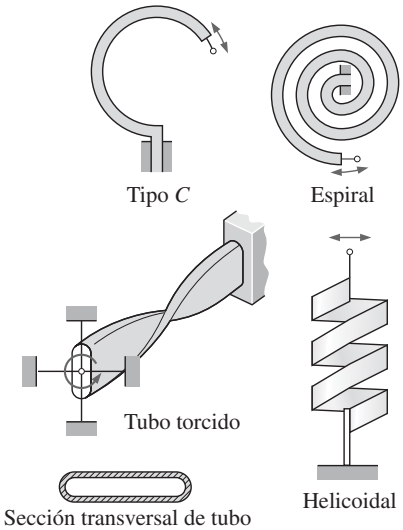


Figura 1-60

Varios tipos de tubos de Bourdon usados para medir la presión. Funcionan bajo el mismo principio que las cornetas de fiestas (foto inferior) debido a la sección transversal del tubo plano.

Foto de John M. Cimbala

Otros dispositivos de medición de presión

Otro tipo de dispositivo mecánico de medición de presión de uso común es el **tubo de Bourdon**, nombrado así en honor del ingeniero e inventor francés Eugene Bourdon (1808-1884). Este instrumento consiste en un tubo metálico hueco y curvado como un gancho, cuyo extremo está cerrado y conectado a una aguja indicadora de disco (Fig. 1-60). Cuando el tubo se encuentra abierto a la atmósfera no tiene desviación y la aguja indicadora de disco en este estado se calibra a cero (presión manométrica). Cuando se incrementa la presión del fluido dentro del tubo, éste se alarga y mueve la aguja en proporción a la presión aplicada.

La electrónica ha abierto camino en cada aspecto de la vida y los dispositivos de medición de presión no son la excepción. Los modernos sensores de presión, llamados **transductores de presión**, utilizan varias técnicas para convertir el efecto producido por la presión a otro de tipo eléctrico como el cambio de voltaje, resistencia o capacitancia. Los transductores de presión son más pequeños y más rápidos y pueden ser más sensibles, confiables y precisos que sus contrapartes mecánicas. Además, con ellos es posible medir presiones inferiores a una millonésima de 1 atm hasta varios miles de atm.

Una amplia variedad de transductores de presión está disponible para presiones manométricas, absolutas y diferenciales en una amplia diversidad de aplicaciones. Los *transductores de presión manométrica* usan la presión atmosférica

como una referencia al tener descubierto hacia la atmósfera el lado posterior del diafragma sensible a la presión, y dan una salida de señal cero a presión atmosférica sin importar la altitud. Los *transductores de presión absoluta* se calibran para tener una salida de señal cero en vacío absoluto. Los *transductores de presión diferencial* miden la diferencia de presión entre dos lugares de modo directo en lugar de usar dos transductores de presión y tomar su diferencia.

Los **transductores de presión con medidor de deformación** funcionan mediante una desviación del diafragma entre dos cámaras abiertas a las entradas de presión. Cuando el diafragma se alarga en respuesta a un cambio en la diferencia de presión, el medidor de deformación se alarga y un circuito con puente de Wheatstone amplifica la señal. Un transductor de capacitancia funciona de modo similar, pero cuando se alarga el diafragma mide el cambio de capacitancia en lugar del de resistencia.

Los **transductores piezoeléctricos**, llamados también transductores de presión de estado sólido, funcionan basados en el principio de que un potencial eléctrico se genera en una sustancia cristalina cuando ésta se somete a una presión mecánica. Este fenómeno, descubierto en 1880 por los hermanos Pierre y Jacques Curie, se conoce como efecto piezoeléctrico (o efecto eléctrico por presión). Los transductores de presión piezoeléctricos tienen una respuesta de frecuencia mucho más rápida en comparación con las unidades de diafragma y son muy adecuados para aplicaciones de alta presión, pero generalmente no son tan sensibles como los transductores tipo diafragma, especialmente a bajas presiones.

Otro tipo de medidor mecánico de presión es el **comprobador de peso muerto**, utilizado principalmente para la *calibración* y es capaz de medir presiones extremadamente altas (figura 1-61). Como su nombre lo implica, este tipo de medidor mide la presión *directamente* a través de la aplicación de un peso que aplica una fuerza por unidad de área (la definición fundamental de presión). Está construido con una cámara interna llena con un fluido (por lo general aceite), junto con un pistón muy ajustado, un cilindro y un émbolo. Las pesas se aplican sobre la parte superior del pistón, lo cual ejerce una fuerza sobre el aceite contenido en la cámara. La fuerza total F que actúa sobre el aceite en la interfaz pistón-aceite es la suma del peso del pistón más las pesas aplicadas. Dado que se conoce el área transversal del pistón A_e, la presión se puede calcular como $P = F/A_e$. La única fuente de error significativa es la que corresponde a la fricción estática a lo largo de la interfaz entre el pistón y el cilindro, pero es un error casi inexistente. El puerto de presión de referencia se conecta a la presión desconocida que se va a medir o al sensor de presión que se va a calibrar.

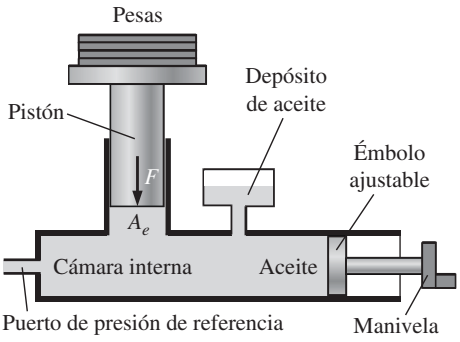


Figura 1-61

Un comprobador de peso muerto puede medir presiones extremadamente altas (hasta de 10 000 libras por pulgada cuadrada en algunas aplicaciones).

1-11 ▪ Técnica para resolver problemas

El primer paso para aprender cualquier ciencia es comprender los fundamentos y obtener un conocimiento sólido; el siguiente paso es dominar los fundamentos al probar este conocimiento. Esto se hace resolviendo problemas importantes reales, ya que esta clase de problemas, en particular los que son complicados, requieren para su resolución un método sistemático. Si se usa un método paso a paso, un ingeniero puede simplificar la solución de un problema complicado a una serie de problemas simples (Fig. 1-62). Cuando haya que resolver un problema, se recomienda usar los pasos siguientes según sea per-

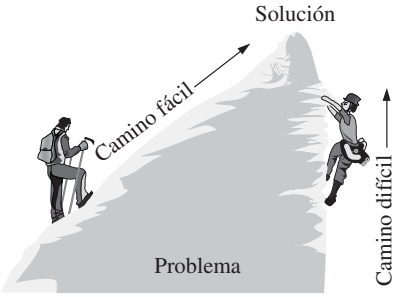


Figura 1-62

Un método paso a paso puede simplificar en gran medida la resolución de un problema.

Dato: temperatura del aire en Denver

Por determinar: densidad del aire

Información faltante: presión atmosférica

Suposición #1: considere $P = 1$ atm (Inapropiado: ignora el efecto de la altitud. Causará un error de más de 15 por ciento)

Suposición #2: considere $P = 0.83$ atm (Apropiado: ignora sólo efectos menores, como el clima)

Figura 1-63

Las suposiciones hechas mientras se resuelve un problema de ingeniería deben ser razonables y justificables.

tinente, ya que esto ayudará a evitar algunas de las más comunes dificultades que suelen presentarse.

Paso 1: enunciado del problema

Exprese brevemente y con sus propias palabras el problema, la información dada y las cantidades por determinar. Esto asegura el entendimiento y los objetivos antes de intentar resolver el problema.

Paso 2: esquema

Trace un esquema real del sistema físico en cuestión y anote la información pertinente en la figura. El bosquejo no tiene que ser muy elaborado, sino que debe parecerse al sistema real y mostrar sus características importantes. Indique las interacciones de energía y masa con los alrededores. Listar la información proporcionada en el bosquejo ayuda a ver todo el problema a la vez. Asimismo, compruebe las propiedades que permanecen constantes durante un proceso (por ejemplo, la temperatura en un proceso isotérmico) e indíquelas en el bosquejo.

Paso 3: suposiciones y aproximaciones

Enuncie las suposiciones y aproximaciones adecuadas para simplificar el problema con la finalidad de que sea posible obtener la solución. Considere valores razonables para las cantidades restantes que son necesarias; por ejemplo, en ausencia de datos específicos para la presión atmosférica, ésta se puede tomar como una atmósfera. Sin embargo, debe considerarse en el análisis que la presión atmosférica disminuye con el aumento de la elevación. Por ejemplo, se reduce a 0.83 atm en Denver (elevación 1 610 m) (Fig. 1-63).

Paso 4: leyes físicas

Aplique las leyes físicas y principios básicos pertinentes (como la conservación de la masa) y redúzcalas a su forma más simple utilizando las consideraciones hechas. Sin embargo, la región a la cual se aplica la ley física se debe identificar primero de manera clara; por ejemplo, el incremento en la velocidad del aire que fluye por una tobera se analiza aplicando la conservación de masa entre la entrada y la salida de la tobera.

Paso 5: propiedades

Determine las propiedades desconocidas en estados conocidos necesarias para resolver el problema a partir de relaciones o tablas de propiedades. Anote por separado las propiedades e indique su fuente, si es el caso.

Paso 6: cálculos

Sustituya las cantidades conocidas en las relaciones simplificadas y lleve a cabo los cálculos para determinar las incógnitas. Ponga especial atención en las unidades y las eliminaciones de éstas y recuerde que una cantidad dimensional sin una unidad carece de sentido. También, no dé una implicación falsa de alta precisión al copiar todos los dígitos que aparecen en la pantalla de la calculadora, sino que redondee los resultados a un número apropiado de dígitos significativos (véase p. 38).

Paso 7: razonamiento, comprobación y análisis

Compruebe para asegurarse de que los resultados obtenidos son razonables e intuitivos, y corrobore la validez de las suposiciones cuestionables. Repita los cálculos cuando obtenga como resultado valores poco razonables; por ejemplo, aislar un calentador de agua que gasta $80 de gas natural al año no puede dar como resultado ahorros de $200 al año (Fig. 1-64).

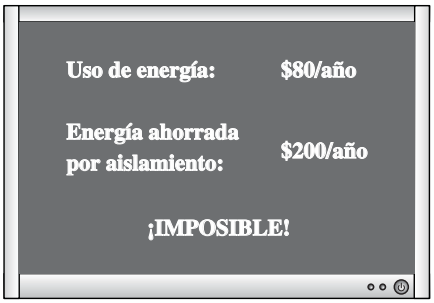


Figura 1-64

Debe comprobarse que los resultados obtenidos de un análisis de ingeniería expresan sensatez.

Señale también el significado de los resultados y analice sus implicaciones. Exprese las conclusiones posibles y cualquier recomendación que se pueda hacer a partir de éstas. Subraye las limitaciones en las que son aplicables los resultados y realice prevenciones contra cualquier mala interpretación y uso inadecuado de los resultados en situaciones donde las suposiciones subyacentes no tienen aplicación. Por ejemplo, si determina que envolver un calentador de agua con una camisa de aislamiento de $20 reducirá el costo de la energía en $30 al año, indica que el aislamiento se paga por sí mismo con la energía ahorrada en menos de un año. Sin embargo, también indica que en el análisis no se consideran los costos de mano de obra, lo cual será el caso si usted mismo instala el aislamiento.

Tome en cuenta que las soluciones que presente a sus profesores y cualquier análisis de ingeniería presentado a otras personas, son una forma de comunicación. Así, la pulcritud, organización, integridad y apariencia visual son de suma importancia para la máxima eficacia (Fig. 1-65). Además, la pulcritud sirve también como una gran herramienta de comprobación dado que es muy fácil localizar errores e inconsistencias en el trabajo limpio. La falta de cuidado y la omisión de pasos para ahorrar tiempo con frecuencia terminan costando más tiempo, además de que acarrean ansiedad innecesaria.

Figura 1-65

La pulcritud y la organización son muy valoradas por los empleadores.

El método descrito aquí se usó en los ejemplos resueltos sin expresar de forma explícita cada paso. Para algunos problemas, es posible que ciertos pasos no sean aplicables o necesarios; por ejemplo, a menudo es impráctico anotar las propiedades por separado. Sin embargo, no se puede insistir demasiado en la importancia de un método lógico y ordenado para resolver problemas, ya que la mayor parte de las dificultades encontradas en la resolución de un problema no se deben a la falta de conocimiento, sino a la falta de organización. Se recomienda seguir estos pasos en la solución de problemas hasta contar con un método propio que considere el más adecuado.

Paquetes de software de ingeniería

Quizá se pregunta por qué se está a punto de profundizar en los fundamentos de otra área de ingeniería. Después de todo, casi todos los problemas de este tipo que probablemente se encontrarán en la práctica se pueden resolver por medio de varios paquetes de software complejos que se consiguen fácilmente en el mercado actual. Estos paquetes no sólo dan los resultados numéricos deseados, también proveen los resultados en forma gráfica y a color para conseguir presentaciones impresionantes. En la actualidad es impensable practicar ingeniería sin usar algunos de estos paquetes. Esta tremenda capacidad de cálculo disponible con sólo tocar un botón es tanto una bendición como una maldición; de hecho permite a los ingenieros resolver problemas de manera fácil y rápida, pero también abre la posibilidad para que se susciten los abusos y la desinformación. En manos de personas con deficiente educación este software es tan peligroso como armas poderosas y complejas en manos de soldados poco entrenados.

Creer que una persona que usa los paquetes de software sin el adecuado conocimiento de los fundamentos puede practicar ingeniería es como pensar que cualquiera que manipule una llave puede trabajar como mecánico auto-

Figura 1-66

Un excelente programa procesador de palabras no convierte a una persona en un buen escritor; simplemente hace que un buen escritor sea más eficiente.

© *Ingram Publishing RF*

motriz. Si fuera cierto que los estudiantes de ingeniería no necesitan todos los cursos que toman porque es posible hacer casi todo con las computadoras fácil y rápidamente, entonces también sería verdad que los empleadores ya no necesitarían ingenieros con salarios altos puesto que cualquier persona que utilice un procesador de palabras también puede aprender cómo usar paquetes complejos de software. De hecho, las estadísticas muestran que cada vez se requieren más ingenieros a pesar de la disponibilidad de estos poderosos paquetes.

Es necesario recordar siempre que toda la capacidad de cálculo posible y los paquetes de software de ingeniería actualmente disponibles son sólo *herramientas*, las cuales sólo cobran relevancia en manos de maestros. Tener el mejor procesador de palabras no convierte a alguien en un buen escritor, sino que solamente facilita y hace más productivo el trabajo de un buen escritor (Fig. 1-66). Las calculadoras portátiles no eliminan la necesidad de enseñar a los niños cómo sumar o restar, y los complejos paquetes de software sobre medicina no sustituyen la capacitación formal médica. Tampoco los paquetes de software de ingeniería sustituyen a la educación tradicional en esta ciencia, simplemente provocan un cambio en el énfasis otorgado a los cursos de matemáticas o física. Es decir, en éstos se dedicará más tiempo al análisis dentro del aula para explicar con mayor detalle los aspectos físicos de los problemas, y menos tiempo en la mecánica de los procedimientos de solución.

Todas estas maravillosas y poderosas herramientas agregan una carga extra a los actuales ingenieros, quienes deben tener una comprensión completa de los fundamentos, desarrollar un sentido extra para con los fenómenos físicos, capacidad para colocar los datos en la perspectiva adecuada y hacer juicios de ingeniería sólidos, al igual que sus antecesores. Sin embargo, lo deben hacer mucho mejor y mucho más rápido, con modelos más reales resultantes de las poderosas herramientas disponibles hoy día. En el pasado, los ingenieros primero tuvieron que confiar en cálculos manuales, después en reglas de cálculo y posteriormente en calculadoras portátiles y computadoras; actualmente dependen de paquetes de software. El fácil acceso a tal poder y la posibilidad de una simple comprensión errónea o una mala interpretación de graves consecuencias hacen hoy más importante que nunca tener una sólida capacitación acerca de los fundamentos de la ingeniería. En este libro se hace un esfuerzo extra para hacer énfasis en el desarrollo de una comprensión intuitiva y física de los fenómenos naturales en lugar de enfocarse en los detalles matemáticos de los procedimientos de solución.

Programa para resolver ecuaciones de ingeniería (*Engineering Equation Solver*, EES)

El EES es un programa que resuelve en forma numérica sistemas de ecuaciones algebraicas o diferenciales, lineales o no lineales. Tiene una gran biblioteca de funciones integradas de propiedades termodinámicas, así como funciones matemáticas, y permite al usuario proveer datos de propiedades adicionales. A diferencia de otros paquetes de software, el EES no resuelve problemas de ingeniería, sólo las ecuaciones que provee el usuario. Por lo tanto, el usuario está obligado a entender el problema y formularlo aplicando las leyes y relaciones físicas adecuadas. Este paquete ahorra considerablemente tiempo y esfuerzo al usuario, simplemente con la resolución de las ecuaciones matemáticas resultantes. Esto hace posible resolver problemas de ingeniería importantes inadecuados para cálculos manuales y llevar a cabo estudios paramétricos de manera rápida y conveniente. El EES es un programa muy poderoso pero intuitivo y fácil de usar, como se muestra en los ejemplos 1-11 y 1-12.

EJEMPLO 1-11 Resolución de un sistema de ecuaciones con el EES

La diferencia de dos números es 4 y la suma de los cuadrados de estos dos números es igual a la suma de los mismos más 20. Determine estos dos números (Fig. 1-67).

Solución Se dan las relaciones para la diferencia y la suma de los cuadrados de dos números, los cuales se determinarán.

Análisis Se ejecuta el programa EES con un doble clic en su ícono, se abre un archivo nuevo y se escribe la siguiente ecuación en el espacio en blanco que aparece:

$$x - y = 4$$

$$x\text{^}2 + y\text{^}2 = x + y + 20$$

que son expresiones matemáticas exactas del enunciado del problema con x y y las cuales denotan a los números desconocidos. La solución para este problema de dos ecuaciones no lineales con dos incógnitas se obtiene con un clic en el ícono de la "calculadora" en la barra de tareas

$$\mathbf{x = 5 \quad y \quad y = 1}$$

Comentario Observe que todo lo que se hizo fue formular el problema como se habría hecho en papel; el EES se ocupa de los detalles matemáticos de la solución. Observe también que estas ecuaciones pueden ser lineales o no lineales, y que se pueden introducir en cualquier orden ubicando las incógnitas en cualquier lado. Los programas amigables para resolver ecuaciones como el EES permiten al usuario centrar la atención en la física del problema sin tener que preocuparse acerca de las complejidades matemáticas relacionadas con la solución del sistema resultante de ecuaciones.

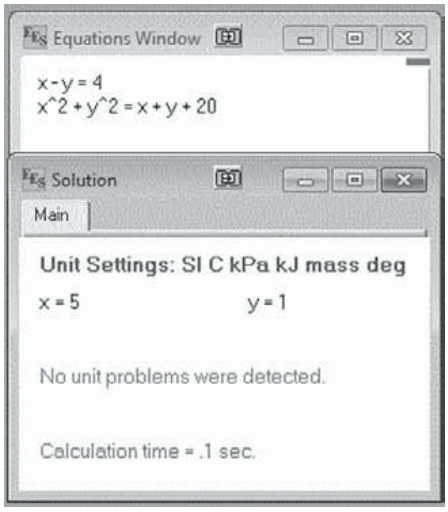


Figura 1-67

EJEMPLO 1-12 Análisis de un manómetro de varios fluidos con el EES

Considere el manómetro de varios fluidos analizado en el ejemplo 1-10 y presentado en la figura 1-68. Determine la presión de aire en el recipiente por medio del EES y también determine cuál sería la altura diferencial del fluido h_3 para la misma presión de aire si el mercurio en la última columna se reemplazara por agua de mar con una densidad de 1 030 kg/m^3.

Solución La presión en un recipiente de agua se mide con un manómetro de varios fluidos. Por medio del EES se determinará la presión de aire en el recipiente y la altura diferencial del fluido h_3 si el mercurio se reemplaza por agua de mar.

Análisis Se ejecuta el programa EES con doble clic sobre su ícono, se abre un nuevo archivo y se escribe sobre la pantalla en blanco (la presión atmosférica se expresa en Pa para tener consistencia de unidades):

```
g = 9.81
Patm = 85600
h1 = 0.1;        h2 = 0.2;        h3 = 0.35
rw = 1000;       roil = 850;      rm = 13600
P1 + rw*g*h1 + roil*g*h2-rm*g*h3 = Patm
```

Aquí P_1 es la única incógnita y se determina mediante el EES como

$$P_1 = 129647 \text{ Pa} \cong \mathbf{130 \text{ kPa}}$$

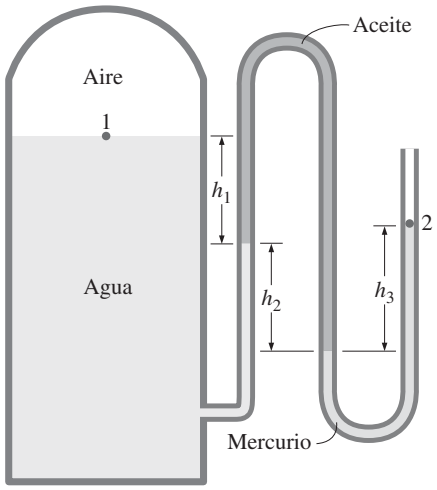


Figura 1-68

Esquema para el ejemplo 1-10; el dibujo no está a escala.

lo cual es idéntico al resultado antes obtenido. La altura de la columna de fluido h_3 cuando el mercurio se reemplaza por agua de mar se determina fácilmente al sustituir "h3=0.35" por "P1=129647" y "rm=13600" por "rm=1030", y dar doble clic en el símbolo que representa una calculadora. Se obtiene

$$h_3 = \mathbf{4.62\ m}$$

Comentario Observe que la pantalla se utilizó como una hoja de papel y se escribió de manera organizada la información pertinente junto con las relaciones aplicables, mientras que el programa EES hizo el resto. Las ecuaciones se pueden escribir en líneas separadas o en la misma línea separándolas con puntos y comas, insertando líneas en blanco o comentarios para lograr legibilidad. El EES facilita hacer preguntas del tipo "¿qué pasa si...?" y llevar a cabo estudios paramétricos.

El EES también tiene la capacidad de comprobar en las ecuaciones la consistencia de las unidades si éstas se suministran junto con valores numéricos. Las unidades se pueden especificar dentro de paréntesis cuadrados [ ] después del valor especificado. Cuando se utiliza esta característica, las ecuaciones previas tomarían la siguiente forma:

```
g = 9.81 [m/s^2]
Patm = 85600 [Pa]
h1 = 0.1 [m];   h2 = 0.2 [m];   h3 = 0.35 [m]
rw = 1000 [kg/m^3];   roil = 850 [kg/m^3];   rm = 13600 [kg/m^3]
P1 + rw*g*h1+roil*g*h2-rm*g*h3 = Patm
```

Observación acerca de los dígitos significativos

En los cálculos de ingeniería, la información ofrecida en forma de datos suele presentarse hasta cierto número de dígitos significativos, comúnmente tres. En consecuencia, los resultados obtenidos no pueden darse con mayor exactitud que el número de dígitos significativos. Dan resultados con mayor número de dígitos significativos implica una mayor exactitud de la que existe, y esto se debe evitar.

Por ejemplo, considere un recipiente de 3.75 L lleno de gasolina con una densidad de 0.845 kg/L e intente determinar su masa. Es probable que lo primero que viene a la mente sea multiplicar el volumen y la densidad para obtener 3.16875 kg para la masa, lo cual indica en apariencia que la masa determinada es exacta en hasta seis dígitos significativos. Sin embargo, en realidad la masa no puede ser más exacta que tres dígitos significativos, puesto que tanto el volumen como la densidad son exactos solamente hasta tres dígitos significativos. Por lo tanto, el resultado se debe redondear a tres dígitos y escribir el valor de la masa como 3.17 kg en lugar de lo que aparece en la pantalla de la calculadora. El resultado 3.16875 kg sería correcto sólo si el volumen y la densidad se dieran como 3.75000 L y 0.845000 kg/L, respectivamente. El valor de 3.75 L indica que hay bastante confianza de que el volumen sea exacto dentro de ± 0.01 L, y que no pueda ser 3.74 o 3.76 L. Sin embargo, el volumen puede ser 3.746, 3.750, 3.753, etc., ya que todos se redondean a 3.75 L (Fig. 1-69). Es más apropiado retener todos los dígitos durante los cálculos intermedios y hacer el redondeo en el paso final, dado que esto es lo que normalmente hace una computadora.

Al resolver problemas, se supondrá que la información dada es exacta hasta por lo menos en tres dígitos significativos, de manera que si la longitud de una tubería es de 40 m, se supone que es de 40.0 m a fin de justificar el uso de tres dígitos significativos en los resultados finales. También se debe recordar

Datos: Volumen: $V = 3.75$ L
Densidad: $\rho = 0.845$ kg/L
(3 dígitos significativos)
También, $3.75 \times 0.845 = 3.16875$

Hallar: Masa: $m = \rho V = 3.16875$ kg

Si se redondea a tres dígitos significativos:
$m = 3.17$ kg

Figura 1-69
Un resultado con más dígitos significativos que los de un dato implica, falsamente, mayor precisión.

que todos los valores determinados experimentalmente están sujetos a errores de medición que se reflejarán en los resultados. Por ejemplo, si la densidad de una sustancia tiene una incertidumbre de 2 por ciento, entonces la masa determinada con este valor de densidad también tendrá una incertidumbre de 2 por ciento.

Es necesario estar consciente de que a veces se introducen deliberadamente pequeños errores para evitar la búsqueda de datos más exactos. Por ejemplo, cuando se utiliza agua, se usa el valor de 1 000 kg/m^3 para la densidad, que es el valor de la densidad del agua pura a 0 °C. Usar este valor a 75 °C da como resultado un error de 2.5 por ciento puesto que la densidad a esta temperatura es de 975 kg/m^3. Además, los minerales e impurezas del agua introducen un error adicional; en este caso no debe dudarse en redondear los resultados finales a un número razonable de dígitos significativos. Aún más: tener cierto porcentaje de incertidumbre en los resultados del análisis de ingeniería es comúnmente la norma, no la excepción.

RESUMEN

En este capítulo se introducen y analizan los conceptos básicos de la *termodinámica*, la ciencia que trata sobre todo con la energía. La *primera ley de la termodinámica* es simplemente una expresión del principio de la conservación de la energía y afirma que la *energía* es una propiedad termodinámica. La *segunda ley de la termodinámica* sostiene que la energía tiene *calidad* así como *cantidad*, y que los procesos reales ocurren en dirección de la disminución de la calidad de la energía.

Un sistema de masa fija se llama *sistema cerrado* o *masa de control*, y un sistema donde hay transferencia de masa en sus fronteras se denomina *sistema abierto* o *volumen de control*. Las propiedades de un sistema que dependen de la masa se llaman *propiedades extensivas* y las demás *propiedades intensivas*. La *densidad* es masa por unidad de volumen y el *volumen específico* es volumen por unidad de masa.

Se dice que un sistema está en *equilibrio termodinámico* si mantiene el equilibrio térmico, mecánico, de fase y químico. Cualquier cambio de un estado a otro recibe el nombre de *proceso*. Un proceso con estados finales idénticos se denomina *ciclo.* Durante un proceso *cuasiestático* o de *cuasiequilibrio*, el sistema permanece prácticamente en equilibrio todo el tiempo. El estado de un sistema compresible simple se especifica completamente mediante dos propiedades intensivas independientes.

La *ley cero de la termodinámica* establece que dos cuerpos están en equilibrio térmico si ambos tienen la misma lectura de temperatura aun cuando no están en contacto.

Las escalas de temperatura utilizadas en la actualidad en el SI y en el sistema inglés son la *Celsius* y la *Fahrenheit*, respectivamente, las cuales se relacionan con las escalas de temperatura absolutas por

$$T(\mathrm{K}) = T(^\circ\mathrm{C}) + 273.15$$

$$T(\mathrm{R}) = T(^\circ\mathrm{F}) + 459.67$$

Las magnitudes de cada división de 1 K y de 1 °C son idénticas, lo mismo que las magnitudes de cada división de 1 R y 1 °F. Por lo tanto,

$$\Delta T(\mathrm{K}) = \Delta T(^\circ\mathrm{C}) \quad \text{y} \quad \Delta T(\mathrm{R}) = \Delta T(^\circ\mathrm{F})$$

La fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área se llama *presión*, y su unidad es el *pascal*, 1 Pa = 1 N/m^2. La presión relativa al vacío absoluto se llama *presión absoluta*, y la diferencia entre la presión absoluta y la presión atmosférica local se llama *presión manométrica.* Las presiones por debajo de la presión atmosférica se llaman *presiones de vacío.* Las presiones absoluta, manométrica y de vacío se relacionan por

$$P_{\text{manométrica}} = P_{\text{abs}} - P_{\text{atm}} \quad \text{(para presiones por arriba de } P_{\text{atm}})$$

$$P_{\text{vacío}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{abs}} \quad \text{(para presiones por debajo de } P_{\text{atm}})$$

La presión en un punto de un fluido tiene la misma magnitud en todas direcciones. La variación de la presión con la elevación está dada por

$$\frac{dP}{dz} = -\rho g$$

donde la dirección z positiva es hacia arriba. Cuando la densidad del fluido es constante, la diferencia de presión en una capa de fluido de espesor Δz es

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \rho g\, \Delta z$$

Las presiones absoluta y manométrica en un líquido abierto a la atmósfera a una profundidad h desde la superficie libre son

$$P = P_{\text{atm}} + \rho g h \quad \text{o} \quad P_{\text{manométrica}} = \rho g h$$

Las diferencias de presión, pequeñas a moderadas, se miden con un *manómetro*. La presión en un fluido permanece constante en la dirección horizontal. El *principio de Pascal* establece que la presión aplicada a un fluido confinado aumenta la presión en todos los puntos en la misma cantidad. La presión atmosférica se mide con un *barómetro* y está dada por

$$P_{\text{atm}} = \rho g h$$

donde h es la altura del líquido de la columna.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. American Society for Testing and Materials, *Standards for Metric Practice*, ASTM E 380-79, enero de 1980.
2. A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics* (3a. ed.), Nueva York, Wiley, 2006.
3. J. A. Schooley, *Thermometry*, Boca Ratón, FL, CRC Press, 1986.

PROBLEMAS*

Termodinámica

1-1C ¿Cuál es la diferencia entre el enfoque clásico y el enfoque estadístico de la termodinámica?

1-2C ¿Por qué un ciclista acelera al ir pendiente abajo, aun cuando no esté pedaleando? ¿Viola eso el principio de la conservación de la energía?

1-3C Una de las cosas más divertidas que puede experimentar una persona es que un automóvil inmóvil, al ponerlo en punto muerto, sube por una pendiente cuando quita el freno. ¿Puede realmente suceder eso, o es alguna ilusión óptica? ¿Cómo se puede verificar si la carretera realmente es de subida o de bajada?

1-4C Un oficinista dice que una taza de café frío en su escritorio se calentó hasta 80 °C, al tomar energía del aire que lo rodea, que está a 25 °C. ¿Hay algo de verdad en su aseveración? ¿Viola ese proceso alguna de las leyes de la termodinámica?

Masa, fuerza y unidades

1-5C ¿Cuál es la diferencia entre kg-masa y kg-fuerza?

1-6C Explique por qué la dimensión del año-luz es longitud.

1-7C ¿Cuál es la fuerza neta que actúa sobre un automóvil que va a la velocidad constante de 70 km/h *a*) en un camino horizontal y *b*) en un camino de subida?

1-8 A 45° de latitud, la aceleración gravitacional en función de la altura z sobre el nivel del mar es $g = a - bz$, donde $a = 9.807$ m/s^2 y $b = 3.32 \times 10^{-6}$ s^{-2}. Determine la altura sobre el nivel del mar donde el peso de un objeto disminuya en 0.3 por ciento. *Respuesta:* 8 862 m

1-9 ¿Cuál es el peso, en N, de un objeto con una masa de 200 kg, en una ubicación en la que $g = 9.6$ m/s^2?

1-10 Un tanque de plástico de 3 kg con un volumen de 0.2 m^3 está lleno de agua líquida. Suponiendo que la densidad del agua es de 1 000 kg/m^3, determine el peso del sistema combinado.

1-11E El calor específico a presión constante del aire a 25 °C es 1.005 kJ/kg · °C. Exprese este valor en kJ/kg · K, J/g · °C, kcal/kg · °C y Btu/lbm · °F.

1-12 Una piedra de 3 kg es lanzada hacia arriba con 200 N de fuerza, en un lugar donde la aceleración gravitacional local es 9.79 m/s^2. Determine la aceleración de la piedra, en m/s^2.

1-13 Resuelva el problema 1-12 con EES u otro programa. Imprima la solución completa, incluyendo los resultados numéricos con sus unidades correctas.

1-14 Una resistencia de calentamiento de 4 kW en un calentador de agua trabaja durante tres horas para elevar la temperatura del agua al nivel deseado. Determine la cantidad de energía eléctrica que se usa, tanto en kWh como en kJ.

1-15E Un astronauta de 150 lbm lleva consigo la báscula de su baño (una báscula de resorte) y una báscula mecánica (que compara masas) a la Luna, donde la gravedad local es de $g = 5.48$ pies/s^2. Determine cuánto pesará el astronauta *a*) en la báscula de resortes y *b*) en la báscula mecánica. *Respuestas: a*) 25.5 lbf, *b*) 150 lbf

1-16 El tanque de gasolina de un automóvil se llena con una boquilla que descarga gasolina a caudal constante. Con base en consideraciones de unidades de cantidades, obtenga una relación para el tiempo de llenado en términos del volumen V del tanque (en L), y el caudal de descarga de gasolina V (en L/s).

1-17 Un estanque de volumen V (en m^3) se va a llenar de agua, usando una manguera de diámetro D (en m). Si la velocidad promedio de descarga es V (en m/s) y el tiempo de llenado es t (en s), obtenga una relación para el volumen del estanque basada en consideraciones de unidades de las cantidades que intervienen.

Sistemas, propiedades, estado y procesos

1-18C Una gran fracción de la energía térmica generada en el motor de un automóvil es expulsada al aire gracias al agua que circula en el radiador. ¿El radiador debe analizarse como un sistema cerrado o abierto? Explique.

1-19C Está usted tratando de comprender cómo funciona un compresor alternativo (de cilindro-émbolo) de aire. ¿Qué sistema usaría usted? ¿Qué tipo de sistema es?

---

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto, y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

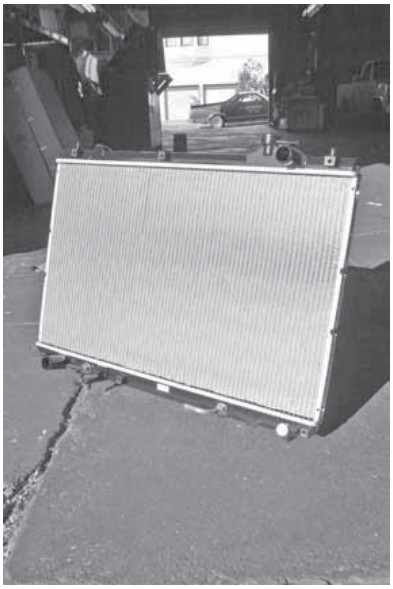


Figura P1-18C

©McGraw-Hill Education, Christopher Kerrigan

1-20C Una lata de refresco a temperatura ambiente se mete al refrigerador para enfriarla. ¿Analizaría la lata de refresco como un sistema abierto o un sistema cerrado? Explique.

1-21C ¿Cuál es la diferencia entre propiedades intensivas y extensivas?

1-22C ¿El peso de un sistema es una propiedad extensiva o intensiva?

1-23C ¿El estado del aire en una habitación aislada completamente se especifica por la temperatura y la presión? Explique.

1-24C El volumen específico molar de un sistema $\overline{v}$ se define como la relación del volumen del sistema con respecto al número de moles de una sustancia contenidos en el sistema. ¿Ésta es una propiedad extensiva o intensiva?

1-25C ¿Qué es un proceso de cuasiequilibrio? ¿Cuál es su importancia en ingeniería?

1-26C Defina los procesos isotérmico, isobárico e isocórico.

1-27C ¿Cómo describiría usted el estado del agua en una bañera? ¿Cómo describiría usted el proceso que sufre esta agua al enfriarse?

1-28C Al analizar la aceleración de gases al fluir por una boquilla, ¿qué elegiría como sistema? ¿Qué tipo de sistema es éste?

1-29C ¿Cuál es la gravedad específica? ¿Qué relación guarda con la densidad?

1-30 La densidad del aire atmosférico varía con la elevación, disminuye al aumentar la altura. *a*) Use los datos de la tabla siguiente para obtener una ecuación de la variación de la densidad con la altura, y calcule la densidad a una altura de 7 000 m. *b*) Calcule la masa de la atmósfera usando la correlación que obtuvo. Suponga que la Tierra es una esfera perfecta, con 6 377 km de radio, y suponga que el espesor de la atmósfera es 25 km.

z, km	ρ, kg/m^3
6 377	1.225
6 378	1.112
6 379	1.007
6 380	0.9093
6 381	0.8194
6 382	0.7364
6 383	0.6601
6 385	0.5258
6 387	0.4135
6 392	0.1948
6 397	0.08891
6 402	0.04008

Temperatura

1-31C ¿Cuáles son las escalas ordinaria y absoluta de temperatura, en el SI y en el sistema inglés?

1-32C Un termómetro de alcohol y uno de mercurio indican exactamente 0 °C en el punto de congelación, y 100 °C en el punto de evaporación. La distancia entre los dos puntos se divide en 100 partes iguales, en ambos termómetros. ¿Cree usted que esos termómetros indicarán exactamente lo mismo a una temperatura de, por ejemplo, 60 °C? Explique por qué.

1-33C Considere dos sistemas cerrados A y B. El sistema A contiene 3 000 kJ de energía térmica a 20 °C, mientras que el sistema B contiene 200 kJ de energía térmica a 50 °C. Se hace que estos dos sistemas entren en contacto uno con el otro. Determine la dirección de la transferencia de calor, en caso de haberla, entre los dos sistemas.

1-34 La temperatura en el interior del organismo de una persona saludable es 37 °C. ¿Cuánto es en kelvin?

1-35E ¿Cuál es la temperatura del aire calentado a 150 °C en °F y en R?

1-36 La temperatura de un sistema aumenta en 70 °C durante un proceso de calentamiento. Exprese en kelvin ese aumento de temperatura.

1-37E El punto de ignición de un aceite de motor es 363 °F. ¿Cuál es la temperatura absoluta de punto de ignición en K y R?

1-38E La temperatura del aire ambiente en cierta ubicación se mide como –40 °C. Exprese esta temperatura en unidades Fahrenheit (°F), Kelvin (K) y Rankine (R).

1-39E La temperatura de un sistema desciende 47 °F durante un proceso de enfriamiento. Exprese este descenso en la temperatura en K, R y °C.

Presión, manómetro y barómetro

1-40C Explique por qué a algunas personas les sangra la nariz y otras experimentan dificultad para respirar a alturas elevadas.

1-41C En una revista se dijo que unos médicos midieron la presión sanguínea de 100 adultos, usando dos posiciones del brazo distintas: paralelas al cuerpo (a lo largo del tronco) y perpendicular al cuerpo (hacia adelante). Las indicaciones en la posición paralela fueron hasta 10 por ciento mayores que en la posición perpendicular, independientemente si el paciente estaba parado, sentado o acostado. Explique la posible causa de esta diferencia.

1-42C Una persona dice que la presión absoluta en un líquido de densidad constante aumenta al doble cuando la profundidad aumenta al doble. ¿Está usted de acuerdo? Explique por qué.

1-43C Enuncie la ley de Pascal, y proporcione un ejemplo de ella en el mundo real.

1-44C Considere dos ventiladores idénticos, uno al nivel del mar y el otro en la cima de una alta montaña, que giran a velocidades idénticas. ¿Cómo compararía *a*) las velocidades de flujo del volumen y *b*) las velocidades de flujo de la masa de los dos ventiladores?

1-45 Un medidor de vacío conectado a una cámara arroja una lectura de 35 kPa en un lugar donde la presión atmosférica es de 92 kPa. Determine la presión absoluta en la cámara.

1-46 En un tanque de almacenamiento de aire comprimido, la presión es 1 200 kPa. Exprese esa presión utilizando una combinación de las unidades *a*) kN y m; *b*) kg, m y s; *c*) kg, km y s.

1-47E La presión en una línea de agua es de 1 500 kPa. ¿Cuál es la presión de la línea en las unidades *a*) lbf/pie^2 y *b*) lbf/pulg^2 (psi)?

1-48E Si la presión dentro de un globo de hule es 1 500 mm Hg, ¿cuál es esta presión en libras-fuerza por pulgada cuadrada (psi)? *Respuesta:* 29.0 psi

1-49E Se utiliza un manómetro para medir la presión de aire en un tanque. El fluido utilizado tiene una gravedad específica de 1.25, y la diferencia de alturas de las dos ramas del manómetro es de 28 pulg. Si la presión atmosférica local es de 12.7 psia, determine la presión absoluta en el tanque si la rama del manómetro sujeto al tanque tiene el nivel de fluido *a*) más alto y *b*) más bajo que la otra rama.

1-50 El agua en un recipiente está a presión, mediante aire comprimido, cuya presión se mide con un manómetro de varios líquidos, como se ve en la figura P1-50. Calcule la presión manométrica del aire en el recipiente si h_1 = 0.2 m, h_2 = 0.3 m y h_3 = 0.4 m. Suponga que las densidades de agua, aceite y mercurio son 1 000 kg/m^3, 850 kg/m^3 y 13 600 kg/m^3, respectivamente.

1-51 Calcule la presión atmosférica en un lugar donde la indicación del barómetro es 750 mm Hg. Suponga que la densidad del mercurio es 13 600 kg/m^3.

1-52E La impresión de los pies de un hombre que pesa 200 lb tiene un área total de 72 pies^2. Determine la presión que este hombre ejerce sobre el suelo si *a*) está parado sobre ambos pies y *b*) si está parado sobre sólo uno.

1-53 La presión manométrica en un líquido, a 3 m de profundidad, es 42 kPa. Determine la presión manométrica en el mismo líquido a la profundidad de 9 m.

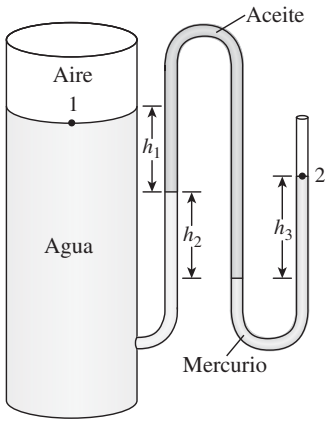


Figura P1-50

1-54 La presión absoluta en agua a 9 m de profundidad resulta ser 185 kPa. Determine *a*) la presión atmosférica local y *b*) la presión absoluta a 5 m de profundidad, en un líquido cuya gravedad específica sea 0.85, en el mismo lugar geográfico.

1-55E Determine la presión ejercida sobre la superficie de un submarino que navega a 175 pies por debajo de la superficie libre del mar. Suponga que la presión barométrica es de 14.7 psia y la gravedad específica del agua marina es de 1.03.

1-56 Considere una mujer con masa de 70 kg que tiene un área total de pisada de 400 cm^2. Ella quiere caminar en la nieve, pero ésta no puede soportar presiones mayores de 0.5 kPa. Determine el tamaño mínimo de los zapatos de nieve necesarios (área de pisada por zapato) para permitirle caminar sobre la nieve sin hundirse.

1-57E La presión de vacío de un condensador está dada como 80 kPa. Si la presión atmosférica es de 98 kPa, ¿cuál es la presión manométrica y la presión absoluta en kPa, kN/m^2, lbf/pulg^2, psi y mm Hg?

1-58 El barómetro de un escalador indica 750 mbar cuando comienza a subir la montaña, y 650 mbar cuando termina. Sin tener en cuenta el efecto de la altitud sobre la aceleración gravitacional local, determine la distancia vertical que escaló. Suponga que la densidad promedio del aire es 1.20 kg/m^3. *Respuesta:* 850 m

1-59 El barómetro básico se puede utilizar para medir la altura de un edificio. Si las lecturas barométricas en la parte superior y en la base del edificio son 675 y 695 mm Hg respectivamente, determine la altura del edificio. Tome las densidades del aire y del mercurio como 1.18 kg/m^3 y 13 600 kg/m^3, respectivamente.

1-60 Resuelva el problema 1-59 con el software EES (u otro). Imprima la solución completa e incluya los resultados numéricos con las unidades apropiadas.

1-61 El elevador hidráulico en un taller mecánico tiene un diámetro de salida de 30 cm y debe levantar automóviles de hasta 2 000 kg. Determine la presión manométrica del fluido que debe mantenerse en el depósito.

Figura P1-59

© Royalty-Free/Corbis

1-62 Un gas está contenido en un dispositivo vertical de cilindro-émbolo entre los que no hay fricción. El émbolo tiene una masa de 3.2 kg y un área de sección transversal de 35 cm^2. Un resorte comprimido sobre el émbolo ejerce una fuerza de 150 N. Si la presión atmosférica es de 95 kPa, calcule la presión dentro del cilindro. *Respuesta:* 147 kPa

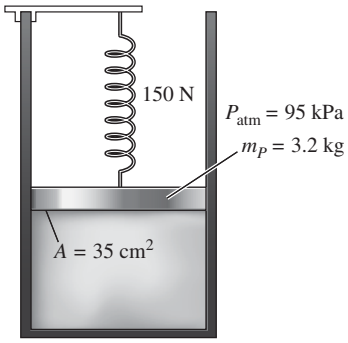


Figura P1-62

1-63 Vuelva al problema 1-62 y con el software EES (u otro) investigue el efecto de la fuerza del resorte en el intervalo de 0 a 500 N sobre la presión dentro del cilindro. Represente la presión en función de la fuerza del resorte y analice los resultados.

1-64 Se conectan un medidor y un manómetro a un recipiente de gas para medir su presión. Si la lectura en el medidor es 80 kPa, determine la distancia entre los dos niveles de fluido del manómetro si éste es *a*) mercurio (ρ = 13 600 kg/m^3) o *b*) agua (ρ = 1 000 kg/m^3).

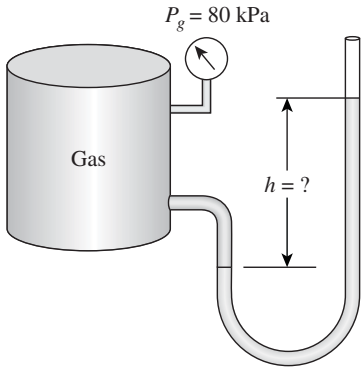


Figura P1-64

1-65 Vuelva al problema 1-64 y con el software EES (u otro) investigue el efecto de la densidad del fluido del manómetro en el intervalo de 800 a 13 000 kg/m^3 sobre la diferencia de altura del manómetro. Grafique la diferencia de altura del fluido en función de la densidad y analice los resultados.

1-66 Un manómetro que contiene aceite (ρ = 850 kg/m^3) se conecta a un recipiente lleno de aire. Si la diferencia del nivel de aceite entre ambas columnas es de 80 cm y la presión atmosférica es de 98 kPa, determine la presión absoluta del aire en el recipiente. *Respuesta:* 105 kPa

1-67 Un manómetro de mercurio (ρ = 13 600 kg/m^3) se conecta a un ducto de aire para medir la presión en su interior. La diferencia entre los niveles del manómetro es 15 mm, y la presión manométrica es 100 kPa. *a*) De acuerdo con la figura P1-67, determine si la presión en el ducto es mayor o menor que la presión atmosférica. *b*) Determine la presión absoluta en el ducto.

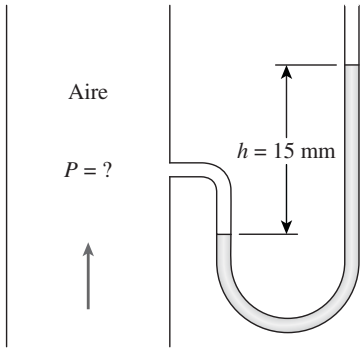


Figura P1-67

1-68 Repita el problema 1-67 para una diferencia de altura de mercurio de 45 mm.

1-69E El manómetro mostrado en la figura P1-69E mide la presión en un conducto de gas natural. El manómetro tiene una de sus ramas abierta a la atmósfera donde la presión atmosférica local es de 14.2 psia. Determine la presión absoluta en el conducto.

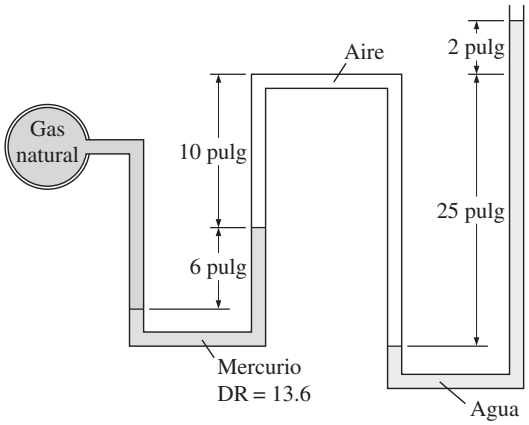


Figura P1-69E

1-70E Repita el problema 1-69E reemplazando el aire por aceite con una gravedad específica de 0.69.

1-71E Comúnmente la presión arterial se mide con un saco cerrado y lleno de aire provisto de un medidor de presión, el cual se enrolla alrededor de la parte superior del brazo de una persona, al nivel del corazón. Con un manómetro de mercurio y un estetoscopio, se miden la presión sistólica (la presión máxima cuando el corazón está bombeando) y la presión diastólica (la presión mínima cuando el corazón está en reposo) en mm Hg. En una persona sana, estas presiones se hallan en alrededor de 120 mm Hg y 80 mm Hg, respectivamente, y se indican como 120/80. Exprese ambas presiones manométricas en kPa, psi y en metros columna de agua.

1-72 La presión arterial máxima en la parte superior del brazo de una persona saludable es de alrededor de 120 mm Hg. Si un tubo vertical abierto a la atmósfera se conecta a la vena del brazo, determine cuánto ascenderá la sangre en el tubo. Considere la densidad de la sangre como 1 050 kg/m^3.

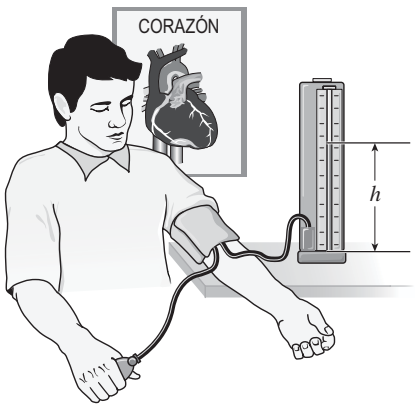


Figura P1-72

1-73 Determine la presión que se ejerce sobre un buzo a 45 m debajo de la superficie libre del mar. Suponga una presión barométrica de 101 kPa, y una gravedad específica de 1.03 para el agua de mar. *Respuesta:* 556 kPa

1-74 Considere un tubo en U cuyas ramas están abiertas a la atmósfera. Ahora se agrega agua dentro del tubo desde un extremo y aceite ligero (ρ = 790 kg/m^3) desde el otro. Una de estas ramas contiene 70 cm de agua, mientras que la otra contiene ambos fluidos con una relación de altura aceite-agua de 4. Determine la altura de cada fluido en esta rama.

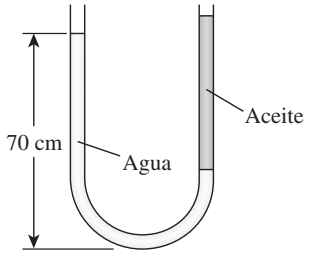


Figura P1-74

1-75 Considere un manómetro de doble fluido conectado al tubo de aire mostrado en la figura P1-75. Si la gravedad específica de un fluido es de 13.55, determine la gravedad específica del otro fluido para la presión absoluta del aire indicada. Sea la presión atmosférica de 100 kPa. *Respuesta:* 5.0

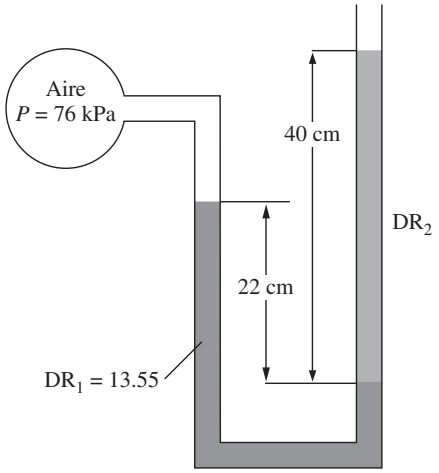


Figura P1-75

1-76 Agua dulce y de mar fluyen en tuberías horizontales paralelas conectadas entre sí mediante un manómetro de tubo en doble U, como se muestra en la figura P1-76. Determine la diferencia de presión entre las dos tuberías, considerando la densidad del agua de mar a ese punto de ρ = 1 035 kg/m^3. ¿Se puede ignorar la columna de aire en el análisis?

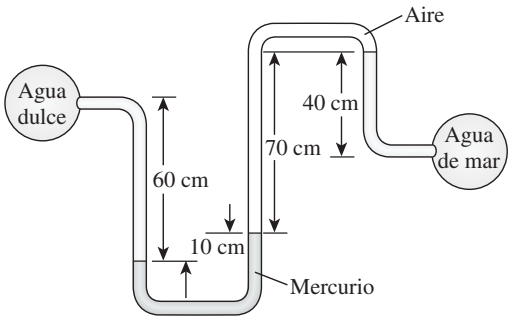


Figura P1-76

1-77 Repita el problema 1-76 reemplazando aire por aceite cuya densidad relativa es de 0.72.

1-78 Calcule la presión absoluta P_1, del manómetro de la figura P1-78, en kPa. La presión atmosférica local es 758 mm Hg.

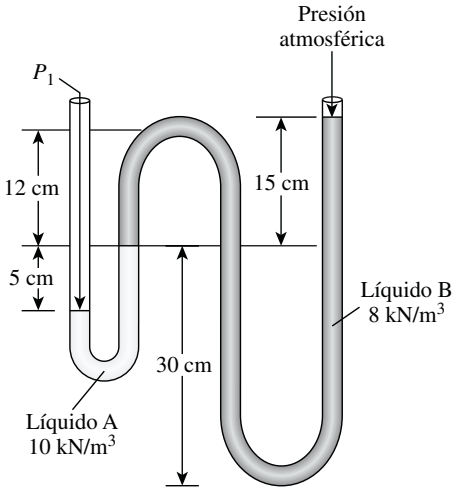


Figura P1-78

1-79 Examine el manómetro de la figura P1-78. Si el peso específico del líquido A es 100 kN/m^3, ¿cuál es la presión absoluta, en kPa, que indica el manómetro cuando la presión atmosférica local es 90 kPa?

1-80 Vea el manómetro de la figura P1-78. Si el peso específico del líquido B es 20 kN/m^3, ¿cuál es la presión absoluta que indica el manómetro, en kPa, cuando la presión atmosférica local es 720 mm Hg?

1-81 Examine el sistema de la figura P1-81. Si un cambio de 0.7 kPa en la presión del aire causa que baje 5 mm la interfase entre salmuera y mercurio, en la columna derecha, mientras que la presión en el tubo de salmuera permanece constante, determine la relación A_2/A_1.

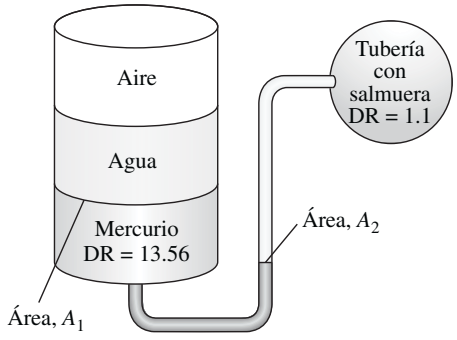


Figura P1-81

Solución de problemas de ingeniería y EES

1-82C ¿Cuál es el valor de los paquetes de software para ingeniería en *a*) educación de la ingeniería y *b*) práctica de la ingeniería?

1-83 Determine una raíz real positiva de esta ecuación por medio del EES:

$$2x^3 - 10x^{0.5} - 3x = -3$$

1-84 Resuelva el siguiente sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas por medio del EES:

$$x^3 - y^2 = 7.75$$
$$3xy + y = 3.5$$

1-85 Resuelva este sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas utilizando el EES:

$$x^2y - z = 1$$
$$x - 3y^{0.5} + xz = -2$$
$$x + y - z = 2$$

1-86 Resuelva este sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas utilizando el EES:

$$2x - y + z = 7$$
$$3x^2 + 3y = z + 3$$
$$xy + 2z = 4$$

1-87E El calor específico se define como la cantidad de energía necesaria para incrementar en un grado la temperatura de una masa unitaria de cierta sustancia. El calor específico del agua a temperatura ambiente es 4.18 kJ/kg · °C en el SI de unidades. Por medio de la función de conversión de unidades del EES, exprese el calor específico del agua en unidades de *a*) kJ/kg · K, *b*) Btu/lbm · °F, *c*) Btu/lbm · R y *d*) kcal/kg · °C. *Respuestas: a*) 4.18, *b*) *c*) *d*) 0.9984

Problemas de repaso

1-88 El peso de los cuerpos puede cambiar algo de un lugar a otro, como resultado de la variación de la aceleración gravitacional g con la elevación. Si se toma esta variación, aplicando la ecuación del problema 1-8, calcule el peso de una persona de 80 kg al nivel del mar ($z = 0$), en Denver ($z = 1\,610$ m) y en la cima del Monte Everest ($z = 8\,848$ m).

1-89E Una persona va a un mercado tradicional, para comprar un bistec. Ve uno de 12 onzas (1 lbm = 16 oz) a $5.50. Va entonces al supermercado y ve que un bistec de 300 g, de calidad idéntica, cuesta $5.20. ¿Cuál es el de mejor precio?

1-90E ¿Cuál es el peso de un kilogramo de sustancia en N, kN, kg · m/s^2, kgf, lbm · pie/s^2 y lbf?

1-91 Un elevador hidráulico se usa para levantar un peso de 2 500 kg colocando un peso de 25 kg sobre un pistón con un diámetro de 10 cm. Determine el diámetro del pistón sobre el que se colocará el peso.

1-92E La eficiencia de un refrigerador aumenta 3 por ciento por cada °C de aumento en su temperatura mínima. ¿Cuál es el aumento de eficiencia por cada *a*) K, *b*) °F y *c*) R de aumento de temperatura?

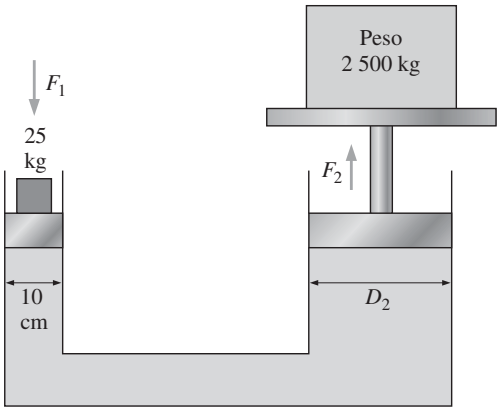


Figura P1-91

1-93E Se considera que una hipertermia de 5 °C (es decir, aumento de 5 °C respecto a la temperatura normal del organismo) es mortal. Exprese ese valor mortal de hipertermia en *a*) K, *b*) °F y *c*) R.

1-94E Una casa pierde calor a 1 800 kJ/h por °C de diferencia de temperaturas interior y exterior. Exprese la tasa de pérdida de calor de esa casa por cada *a*) K, *b*) °F y *c*) R de diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior.

1-95 La temperatura promedio de la atmósfera en todo el mundo se determina aproximadamente en función de la altitud, con la ecuación

$$T_{\text{atm}} = 288.15 - 6.5z$$

donde T_{atm} es la temperatura de la atmósfera, en K, y z, la altitud, en km; $z = 0$ al nivel del mar. Determine la temperatura promedio de la atmósfera en el exterior de un avión que vuela a una altura de 12 000 m.

1-96 Juan Pérez, un anticuado estudiante de ingeniería, cree que el punto de ebullición del agua es lo que mejor se presta como punto de referencia para las escalas de temperatura. Se incomoda porque corresponde a números extraños en las escalas absolutas de temperatura que se usan en la actualidad, y propuso una nueva escala que llama Escala Pérez. La unidad, en esa escala de temperatura, se llama *pérez*, se representa por *P*, y al punto de ebullición del agua en esa escala se le asigna el valor de 1 000 *P*. Desde un punto de vista termodinámico, indique si es una escala admisible. También, determine el punto de congelación del agua en la escala Pérez y deduzca una relación entre las escalas Pérez y Celsius.

1-97E Se sabe bien que el aire frío se siente mucho más frío cuando hace viento, que lo que indica el termómetro; eso se debe al "efecto frigorífico" del viento. Se debe al aumento en el coeficiente de transferencia de calor por convección al aumentar la velocidad del aire. *La temperatura equivalente por enfriamiento de viento*, en °F, se determina con la ecuación [ASHRAE, *Handbook of Fundamentals* (Atlanta, GA, 1993), p. 8.15]:

$$T_{\text{equiv}} = 91.4 - (91.4 - T_{\text{ambiente}}) \times (0.475 - 0.0203V + 0.304\sqrt{V})$$

donde V es la velocidad del viento, en mi/h, y T_{ambiente} la temperatura del aire ambiente, en °F. Se supone que el aire ambiente es inmóvil cuando los vientos son ligeros, hasta de 4 mi/h. La constante 91.4 °F en esta ecuación es la temperatura promedio de la piel de una persona en reposo, en un ambiente confortable. La temperatura equivalente con aire a T_{ambiente}, en movimiento a la velocidad V, se sentirá como si el aire estuviera a la temperatura T_{equiv}. Aplique los factores de conversión adecuados para obtener una ecuación equivalente en unidades SI, donde V sea la velocidad del viento, en km/h, y T_{ambiente} sea la temperatura del aire ambiente en °C.

Respuesta: $T_{equiv} = 33.0 - (33.0 - T_{ambiente}) \times (0.475 - 0.0126V + 0.240\sqrt{V})$

1-98E Regrese al problema 1-97E. Use el programa EES (u otro) para graficar las temperaturas equivalentes por enfriamiento de viento, en °F, en función de la velocidad del viento, entre los límites de 4 a 40 mph, para temperaturas ambiente de 20, 40 y 60 °F. Describa los resultados.

1-99 Un dispositivo de cilindro y pistón en posición vertical contiene un gas a una presión de 100 kPa. El pistón tiene una masa de 5 kg y un diámetro de 12 cm. Debe incrementarse la presión del gas colocando pesas sobre el pistón. Determine la presión atmosférica local y la masa de las pesas para duplicar la presión del gas al interior del cilindro.

Respuestas: 95.7 kPa, 115 kg

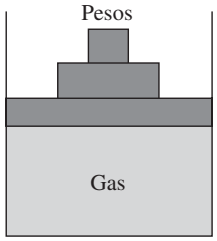


Figura P1-99

1-100 Un sistema de acondicionamiento de aire requiere un tramo de ducto de 35 m de longitud y de 15 cm de diámetro, que debe colocarse bajo el agua. Determine la fuerza dirigida hacia arriba que el agua ejercerá sobre el ducto. Suponga que las densidades del aire y del agua son 1.3 kg/m^3 y 1 000 kg/m^3, respectivamente.

1-101E La temperatura corporal promedio de una persona se eleva aproximadamente 2 °C mientras realiza ejercicio extenuante. ¿Cuál es la elevación en la temperatura corporal en *a*) K, *b*) °F y *c*) R mientras realiza ejercicio extenuante?

1-102 Con frecuencia, los globos se llenan con gas helio, porque sólo pesa la séptima parte de lo que pesa el aire bajo condiciones idénticas. La fuerza de flotación, que se puede expresar como $F_b = \rho_{\text{aire}} g \forall_{\text{globo}}$, impulsará de subida al globo. Si el globo tiene 12 m de diámetro y lleva dos personas de 85 kg cada una, determine su aceleración al soltarlo. Suponga que la densidad del aire es $\rho = 1.16$ kg/m^3 y desprecie el peso de sogas y la canastilla. *Respuesta:* 22.4 m/s^2

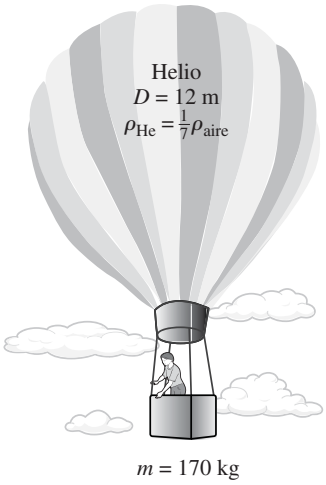


Figura P1-102

1-103 Reconsidere el problema 1-102. Usando software EES (u otro), investigue el efecto del número de personas que lleva el globo sobre la aceleración. Grafique la aceleración contra el número de personas y explique los resultados.

1-104 Determine la cantidad máxima de carga, en kg, que puede llevar el globo descrito en el problema 1-102.
Respuesta: 900 kg

1-105 La mitad inferior de un contenedor cilíndrico de 6 m de altura está llena de agua ($\rho = 1\ 000$ kg/m^3), y la mitad superior está llena de aceite, que tiene una densidad relativa de 0.85. Determine la diferencia de presión entre la parte superior y la inferior del cilindro. *Respuesta:* 54.4 kPa

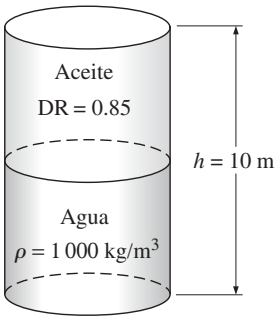


Figura P1-105

1-106 Un dispositivo cilindro-émbolo vertical contiene un gas a una presión absoluta de 180 kPa. La presión atmosférica exterior es 100 kPa, y el área del émbolo es de 25 cm^2. Determine la masa del émbolo.

1-107 Una olla de presión cuece mucho más rápidamente que una olla ordinaria manteniendo una presión y una temperatura más altas en el interior. La tapa de una olla de presión está bien sellada, y el vapor sólo puede escapar por una abertura en medio de la tapa. Una pieza separada de metal, la válvula de purga, está encima de esta abertura, y evita que el vapor se escape hasta que la fuerza de la presión vence al peso de la válvula de purga. El escape periódico del vapor evita de esta manera cualquier acumulación peligrosa de presión, y mantiene la presión interna a un valor constante. Determine la masa de la válvula de purga de una olla de presión cuya presión de operación es 100 kPa manométrica y tiene un área de sección transversal de la abertura de 4 mm^2. Suponga una presión atmosférica de 101 kPa, y dibuje el diagrama de cuerpo libre de la válvula de purga. *Respuesta:* 40.8 g

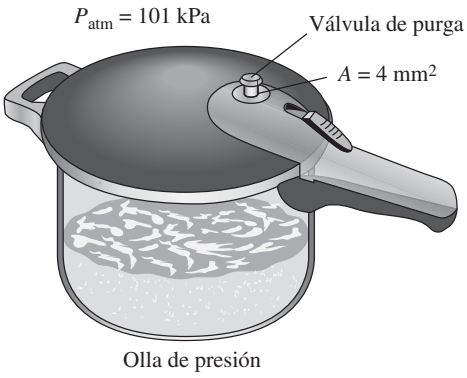


Figura P1-107

1-108 Un tubo de vidrio está conectado a un tubo de agua, como se muestra en la figura P1-108. Si la presión de agua en la parte inferior del tubo de vidrio es de 110 kPa, y la presión atmosférica es de 99 kPa, determine cuánto subirá el agua en el tubo de vidrio, en m. Tome la densidad del agua como 1 000 kg/m^3.

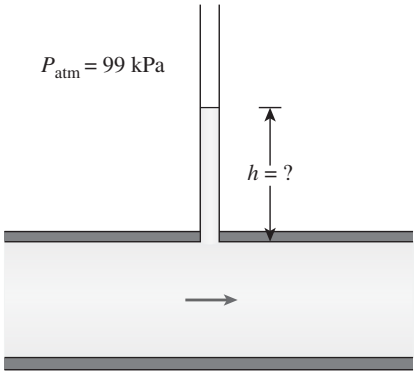


Figura P1-108

1-109E Un tubo en U tiene sus ramas abiertas a la atmósfera. Entonces, se vierten volúmenes iguales de agua y aceite ligero ($\rho = 49.3$ lbm/pie^3) en las ramas. Una persona sopla por el lado del aceite del tubo en U, hasta que la superficie de contacto entre los dos líquidos se mueve hasta el fondo del tubo en U, por lo que los niveles de líquido en las dos ramas son iguales. Si la altura de líquido en cada rama es 30 pulgadas, calcule la presión manométrica que ejerce la persona al soplar.

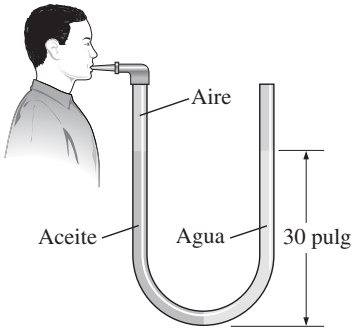


Figura P1-109E

1-110 Se puede utilizar un barómetro básico como dispositivo para medir la altitud en las aeronaves. El control desde tierra reporta una lectura barométrica de 753 mm Hg, mientras que la lectura del piloto es de 690 mm Hg. Estime la altitud del avión con respecto al nivel del suelo si la densidad promedio del aire es de 1.20 kg/m^3. *Respuesta:* 714 m

1-111E Un tubo de agua está conectado a un manómetro con doble U, como se muestra en la figura P1-111E, en una ubicación en la que la presión atmosférica local es de 14.2 psia. Determine la presión absoluta en el centro del tubo.

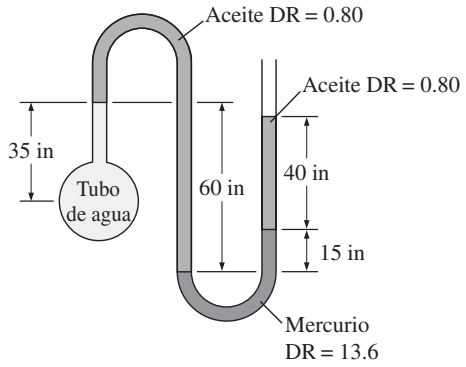


Figura P1-111E

1-112 Una línea de gasolina está conectada a un manómetro de presión a través de un manómetro con doble U, tal como se muestra en la figura P1-112. Si la lectura del manómetro de presión es de 370 kPa, determine la presión manométrica de la línea de gasolina.

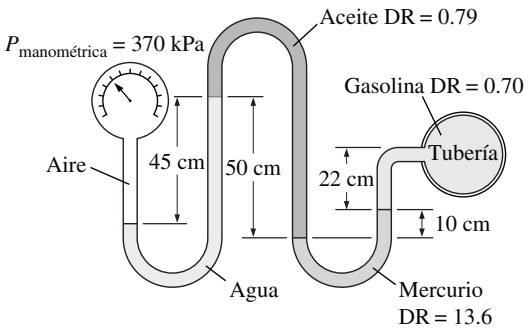


Figura P1-112

1-113 Repita el problema 1-112 para un manómetro de presión de 180 kPa.

1-114 La presión atmosférica media en la Tierra se determina aproximadamente en función de la altitud, con la ecuación $P_{\text{atm}} = 101.325\ (1 - 0.2256z)^{5.256}$, donde P_{atm} es la presión atmosférica en kPa, y z, la altitud en km; $z = 0$ al nivel del mar. Calcule las presiones atmosféricas aproximadas en Atlanta (z = 306 m), Denver (z = 1 610 m), Ciudad de México (z = 2 309 m) y la cima del Monte Everest (z = 8 848 m).

1-115 Se sabe que la temperatura de la atmósfera varía con la altitud. En la troposfera, que llega hasta 11 km de altura, por ejemplo, se puede calcular aproximadamente la temperatura con $T = T_0 - \beta z$, donde T_0 es la temperatura al nivel del mar, que se puede tomar como 288.15 K, y $\beta = 0.0065$ K/m. La aceleración de la gravedad también cambia con la altura, de acuerdo con $g(z) = g_0/(1 + z/6\,370\,320)^2$, donde $g_0 = 9.807$ m/s^2, y z, la elevación respecto al nivel del mar, en m. Deduzca una ecuación para calcular la variación de presión en la troposfera, *a*) sin tener en cuenta la variación de g con la altitud, y *b*) teniéndola en cuenta.

1-116 La variación de la presión con la densidad, en una capa gruesa de gas, es $P = C\rho^n$, donde C y n son constantes. Si el cambio de presión a través de una capa diferencial de fluido de espesor dz en la dirección vertical z, es $dP = -\rho g\ dz$, deduzca una ecuación para determinar la presión en función de la elevación z. Suponga que la presión y la densidad son P_0 y ρ_0, respectivamente, cuando $z = 0$.

1-117 Considere el flujo de aire por una turbina de viento cuyas aspas barren un área de diámetro D (en m). La velocidad promedio del aire a través del área barrida es V (en m/s). Sobre la base de las unidades de las cantidades que intervienen, demuestre que el flujo másico de aire (en kg/s) a través del área barrida es proporcional a la densidad del aire, la velocidad del aire y el cuadrado del diámetro del área barrida.

1-118 La fuerza de arrastre que ejerce el aire sobre un automóvil depende de un coeficiente adimensional de arrastre, la densidad del aire, la velocidad del auto y el área frontal del auto. Es decir, F_D = función (C_{Arrastre}, A_{frontal}, ρ, V). Con base solamente en consideraciones de unidades, obtenga una relación para la fuerza de arrastre.

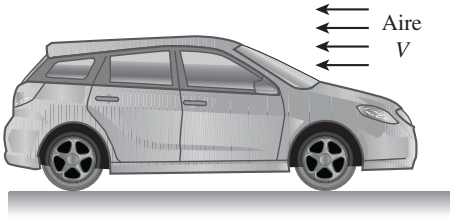


Figura P1-118

Problemas de examen de fundamentos de ingeniería

1-119 Una manzana pierde 4.5 kJ de calor por °C de calor al enfriarse. La cantidad de calor perdida por la manzana, por °F de enfriamiento, es

a) 1.25 kJ *b*) 2.50 kJ *c*) 5.0 kJ
d) 8.1 kJ *e*) 4.1 kJ

1-120 Un pez nada 5 m bajo la superficie del agua. El aumento en la presión que se ejerce sobre el pez, al zambullirse hasta una profundidad de 25 m bajo la superficie, es

a) 196 Pa *b*) 5 400 Pa *c*) 30 000 Pa
d) 196 000 Pa *e*) 294 000 Pa

1-121 Con un barómetro se miden las presiones atmosféricas en la azotea y al pie de un edificio, y resultan 96.0 y 98.0 kPa. Si la densidad del aire es 1.0 kg/m^3, la altura del edificio es

a) 17 m *b*) 20 m *c*) 170 m
d) 204 m *e*) 252 m

1-122 Imagine una alberca con 2 m de profundidad. La diferencia de presiones entre la superficie y el fondo de esa alberca es

a) 12.0 kPa *b*) 19.6 kPa *c*) 38.1 kPa
d) 50.8 kPa *e*) 200 kPa

1-123 Durante un proceso de calentamiento, la temperatura de un objeto aumenta 10 °C. Este aumento de temperatura equivale a un aumento de

a) 10 °F *b*) 42 °F *c*) 18 K
d) 18 R *e*) 283 K

1-124 Al nivel del mar, el peso de una masa de 1 kg, en unidades SI, es 9.81 N. El peso de 1 lbm, en unidades inglesas, es

a) 1 lbf *b*) 9.81 lbf *c*) 32.2 lbf
d) 0.1 lbf *e*) 0.031 lbf

Problemas de diseño, ensayo y experimento

1-125 Escriba un ensayo sobre los distintos medidores de temperatura. Explique el principio de funcionamiento de cada uno, sus ventajas y desventajas, su costo y el intervalo en el que se aplica. ¿Qué instrumento recomendaría para usar en los siguientes casos: tomar la temperatura de pacientes en un consultorio médico, vigilar las variaciones de temperatura en varios lugares del bloque del motor de un automóvil y vigilar la temperatura en el hogar de la caldera en una central eléctrica?

1-126 Escriba un ensayo sobre los distintos medidores de masa y volumen que se han usado en la historia. También, explique el desarrollo de las unidades modernas de masa y volumen.

CAPÍTULO

2

Energía, transferencia de energía y análisis general de energía

Se perciba o no, la energía es parte importante en la mayoría de los aspectos cotidianos; por ejemplo, la calidad de vida y su sostenibilidad dependen de su disponibilidad. De ahí que sea importante tener una buena comprensión de las fuentes energéticas, la conversión de la energía de una forma a otra y las ramificaciones de estas conversiones.

Algunas de las numerosas formas de la energía son: térmica, mecánica, eléctrica, química y nuclear, incluso la masa puede ser considerada una forma de energía. Ésta se puede transferir hacia o desde un sistema cerrado (una masa fija) en dos formas distintas: *calor* y *trabajo*. Para volúmenes de control, la energía se puede transferir por flujo de masa. Una transferencia de energía hacia o desde un sistema cerrado es *calor* si la provoca una diferencia de temperatura. De lo contrario es *trabajo*, y lo origina una fuerza que actúa a través de una distancia.

En este capítulo se inicia con un análisis de varias formas de energía y transferencia de energía mediante calor. Luego, se introducen varias formas de trabajo y se analiza la transferencia de energía mediante trabajo. Se continúa con la obtención de una expresión general intuitiva para la *primera ley de la termodinámica*, conocida también como el *principio de conservación de la energía*, uno de los principios fundamentales en la naturaleza, para después demostrar su uso. Por último, se analiza la eficiencia de algunos procesos comunes de conversión de energía y se examina el impacto de la conversión en el ambiente. Los tratamientos detallados de la primera ley de la termodinámica para sistemas cerrados y volúmenes de control se dan en los capítulos 4 y 5, respectivamente.

OBJETIVOS

En el capítulo 2, los objetivos son:

- Presentar el concepto de energía y definir sus distintas formas.
- Analizar la naturaleza de la energía interna.
- Definir el concepto de calor y la terminología relacionada con la transferencia de energía causada por calor.
- Definir el concepto de trabajo, incluidos el trabajo eléctrico y varias formas de trabajo mecánico.
- Analizar los tres mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.
- Introducir la primera ley de la termodinámica, balances de energía y mecanismos de transferencia de energía hacia o desde un sistema.
- Determinar que un fluido que pasa por una superficie de control de un volumen de control lleva energía a través de dicha superficie, además de cualquier transferencia de energía ya sea en forma de calor o trabajo, o ambos a través de la superficie de control.
- Definir las eficiencias de conversión de energía.
- Analizar las implicaciones de la conversión de energía en el ambiente.

Figura 2-1

Un refrigerador en funcionamiento con su puerta abierta dentro de una habitación perfectamente sellada y aislada.

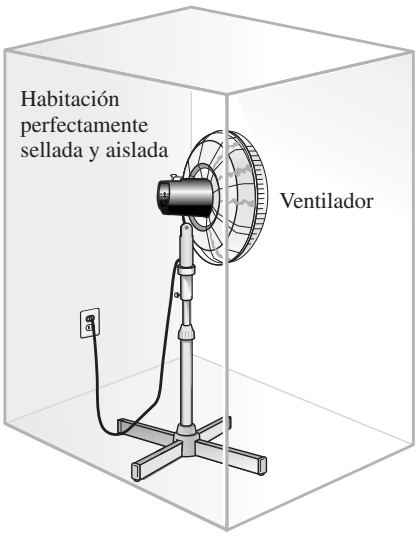


Figura 2-2

Un ventilador en funcionamiento en una habitación bien sellada y aislada hará que aumente la temperatura del aire que se halla en la habitación.

2-1 ▪ Introducción

El principio de conservación de energía expresado por la primera ley de la termodinámica es un concepto con el que ya se ha trabajado en bachillerato, y siempre se hace hincapié en que durante un proceso, la energía no se crea ni se destruye, sólo cambia de una forma a otra. Esto parece bastante simple, pero sería necesario verificar en qué medida se comprende en realidad este principio.

Imagine una habitación con puertas y ventanas cerradas herméticamente y con paredes aisladas de modo que la pérdida o ganancia de calor a través de ellas es insignificante. En el centro de la habitación se coloca un refrigerador conectado a un contacto y con la puerta abierta (Fig. 2-1). Incluso se podría usar un pequeño ventilador que haga circular el aire para mantener la temperatura uniforme. Ahora bien, ¿qué cree que sucederá con la temperatura promedio del aire? ¿Aumentará o disminuirá? ¿Permanecerá constante?

Probablemente el primer pensamiento que se tenga sea que la temperatura media del aire en la habitación disminuirá a medida que el aire templado se combine con el frío que produce el refrigerador. Es posible que algunos deseen poner atención en el calor que genera el motor del refrigerador, y podrían argumentar que la temperatura media del aire aumentará si este efecto de calentamiento es mayor que el efecto de enfriamiento. Pero se sentirán confundidos si se afirma que el motor está hecho de materiales superconductores y, por lo tanto, que es muy difícil que el motor genere calor.

La discusión podría continuar sin final si no se recuerda el principio de conservación de la energía: si se toma toda la habitación, incluidos el aire y el refrigerador, como el sistema (el cual sería un sistema cerrado adiabático puesto que la habitación está bien cerrada y aislada), el único intercambio de energía sería el de energía eléctrica, que cruza las fronteras del sistema y entra en la habitación. La conservación de la energía requiere que la energía contenida en la habitación aumente en la misma cantidad a la de la energía eléctrica que entra al refrigerador, la cual se puede conocer mediante un contador eléctrico ordinario. El refrigerador o su motor no almacenan esta energía; por lo tanto, debe hallarse en el aire de la habitación y se manifestará como un aumento en la temperatura de éste, incremento que se calcula con base en el principio de la conservación de la energía, considerando las propiedades del aire y la cantidad de energía eléctrica consumida. ¿Qué cree que sucedería si se tuviera una unidad de aire acondicionado en el centro de la habitación en lugar de un refrigerador? ¿Qué pasa si se trata de un ventilador (Fig. 2-2)?

Observe que mientras el refrigerador trabaja dentro de la habitación, la energía se conserva, ya que la energía eléctrica se convierte en una cantidad equivalente de energía térmica almacenada en el aire de la habitación. Si la energía ya es un hecho que se conserva, entonces ¿qué sentido tiene hablar tanto de la conservación de la energía y las medidas a tomar para conservarla? En realidad, lo que se entiende por "conservación de energía" es la conservación de la *calidad* de la energía, no la cantidad. La electricidad, que es una de las energías de más alta calidad, por ejemplo, siempre se puede convertir en una cantidad igual de energía térmica (conocida también como *calor*). Pero sólo una pequeña fracción de la energía térmica, que es la de menor calidad, se puede convertir de nuevo en electricidad, como se explica en el capítulo 6. Piense en las cosas que puede hacer con la energía eléctrica consumida por el refrigerador, así como con el aire de la habitación que ahora está a mayor temperatura.

Ahora bien, si se pide nombrar las transformaciones de energía relacionadas con la operación del refrigerador, también podrían surgir dificultades para responder porque todo lo que se observa es la energía eléctrica que entra al

refrigerador y el calor de éste disipado en el aire de la habitación. Es evidente que es necesario estudiar primero las distintas formas de energía, lo cual se hará a continuación, y después los mecanismos de transferencia de energía.

2-2 ▪ Formas de energía

La energía puede existir en varias formas: térmica, mecánica, cinética, potencial, eléctrica, magnética, química y nuclear (Fig. 2-3), cuya suma conforma la **energía total** E de un sistema, la cual se denota por *unidad de masa* mediante e y se expresa como

$$e = \frac{E}{m} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{2-1}$$

La termodinámica no proporciona información acerca del valor absoluto de la energía total, sólo trata con el *cambio* de ésta, que es lo importante en los problemas de ingeniería. Así, a la energía total de un sistema se le puede asignar un valor de cero ($E = 0$) en algún punto de referencia que resulte. El cambio de energía total de un sistema es independiente del punto de referencia seleccionado. La disminución en la energía potencial de una roca que cae, por ejemplo, depende sólo de la diferencia de alturas y no del nivel de referencia seleccionado.

En el análisis termodinámico, con frecuencia es útil considerar dos grupos para las diversas formas de energía que conforman la energía total de un sistema: *macroscópicas* y *microscópicas*. Las formas **macroscópicas** de energía son las que posee un sistema como un todo en relación con cierto marco de referencia exterior, como las energías cinética y potencial (Fig. 2-4). Las formas **microscópicas** de energía son las que se relacionan con la estructura molecular de un sistema y el grado de la actividad molecular, y son independientes de los marcos de referencia externos. La suma de todas las formas microscópicas de energía se denomina **energía interna** de un sistema y se denota mediante U.

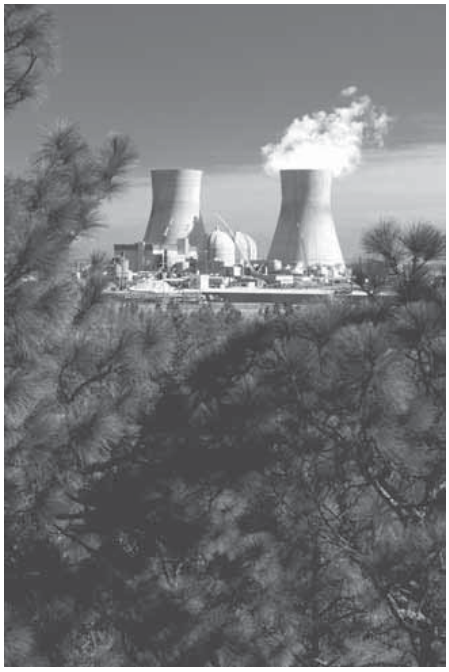
En 1807 Thomas Young acuñó el término *energía* y en 1852 lord Kelvin propuso su uso en termodinámica. El concepto *energía interna* y su símbolo U aparecieron por primera vez en los trabajos de Rudolph Clausius y William Rankine, en la segunda mitad del siglo XIX, y con el tiempo sustituyó a los términos *trabajo interior*, *trabajo interno* y *energía intrínseca* empleados habitualmente en esa época.

La energía macroscópica de un sistema se relaciona con el movimiento y la influencia de algunos factores externos como la gravedad, el magnetismo, la electricidad y la tensión superficial. La energía que posee un sistema como resultado de su movimiento en relación con cierto marco de referencia se llama **energía cinética** (EC). Cuando todas las partes de un sistema se mueven con la misma velocidad, la energía cinética se expresa como

$$\text{EC} = m\frac{V^2}{2} \qquad (\text{kJ}) \tag{2-2}$$

o bien, por unidad de masa,

$$\text{ec} = \frac{V^2}{2} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{2-3}$$



a)

b)

Figura 2-3

Existen al menos seis diferentes formas de energía implicadas en llevar la energía de una planta nuclear a su hogar: nuclear, térmica, mecánica, cinética, magnética y eléctrica.

a) © *Creatas/PunchStock RF*
b) © *ComstockImages/Jupiterimages RF*

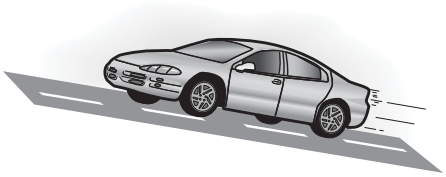


Figura 2-4
La energía macroscópica de un objeto cambia con la velocidad y la altura.

donde V denota la velocidad del sistema con respecto a algún marco de referencia fijo. La energía cinética de un cuerpo sólido que gira se determina mediante $\frac{1}{2}I\omega^2$, donde I es el momento de inercia del cuerpo y ω es la velocidad angular.

La energía que posee un sistema como resultado de su incremento de altura en un campo gravitacional se llama **energía potencial** (EP) y se expresa como

$$\text{EP} = mgz \qquad \text{(kJ)} \tag{2-4}$$

o, por unidad de masa,

$$\text{ep} = gz \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{2-5}$$

donde g es la aceleración gravitacional y z es la altura del centro de gravedad de un sistema con respecto a algún nivel de referencia elegido arbitrariamente.

Los efectos magnético, eléctrico y de tensión superficial son significativos sólo en casos especiales y en general se ignoran. En ausencia de esta clase de efectos, la energía total de un sistema consta sólo de las energías cinética, potencial e interna, y se expresa como

$$E = U + \text{EC} + \text{EP} = U + m\frac{V^2}{2} + mgz \qquad \text{(kJ)} \tag{2-6}$$

o bien, por unidad de masa,

$$e = u + \text{ec} + \text{ep} = u + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{2-7}$$

La mayor parte de los sistemas cerrados permanecen estacionarios durante un proceso y, por lo tanto, no experimentan cambios en sus energías cinética y potencial. Los sistemas cerrados cuya velocidad y altura del centro de gravedad permanecen constantes durante un proceso generalmente se denominan **sistemas estacionarios**. El cambio en la energía total ΔE de un sistema fijo es idéntico al cambio en su energía interna ΔU. En este libro se supone que un sistema cerrado será estacionario a menos que se especifique lo contrario.

Los volúmenes de control en general están relacionados con el flujo de un fluido durante largos periodos, y es conveniente expresar en forma de tasa el flujo de energía asociado al flujo de un fluido. Esto se consigue al incorporar el **flujo másico** $\dot{m}$, que es *la cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo*; y se relaciona con el **flujo volumétrico** $\dot{V}$, definido como el volumen de un fluido que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo, mediante

$$\textit{Flujo másico:} \qquad \dot{m} = \rho\dot{V} = \rho A_t V_{\text{prom}} \qquad \text{(kg/s)} \tag{2-8}$$

que es análogo a $m = \rho\dot{V}$, donde ρ es la densidad del fluido, A_t el área de sección transversal de flujo y V_{prom} es la velocidad media del flujo normal a A_t. En todo el libro, el punto sobre el símbolo se usa para indicar *tasa de cambio respecto al tiempo*. Entonces, el flujo de energía asociado con un fluido que fluye a una tasa de $\dot{m}$ es (Fig. 2-5)

$$\textit{Flujo de energía:} \qquad \dot{E} = \dot{m}e \qquad \text{(kJ/s o kW)} \tag{2-9}$$

lo que es análogo a $E = me$.

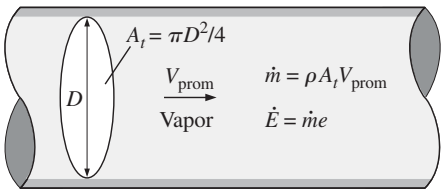


Figura 2-5
Tasas de flujo de masa y energía asociados a un flujo de vapor en una tubería de diámetro interno D con una velocidad promedio de V_{prom}.

Algunas consideraciones físicas de la energía interna

La energía interna se define como la suma de todas las formas *microscópicas* de energía de un sistema. Se relaciona con la *estructura molecular* y el grado de *actividad molecular* y se puede considerar como la suma de las energías *cinética* y *potencial* de las moléculas.

Para comprender mejor la energía interna, los sistemas se examinan a nivel molecular. Las moléculas de gas se mueven en el espacio con cierta velocidad; por lo tanto, poseen algo de energía cinética. Esto se conoce como *energía de traslación*. Los átomos de las moléculas poliatómicas rotan respecto a un eje y la energía relacionada con esta rotación es la *energía cinética de rotación*. Los átomos de este tipo de moléculas podrían vibrar respecto a su centro de masa común, entonces la energía de este movimiento de "vaivén" sería la *energía cinética vibratoria*. Para los gases, la energía cinética se debe sobre todo a los movimientos de traslación y rotación, en los que el movimiento vibratorio se vuelve significativo a altas temperaturas. Los electrones en un átomo giran en torno al núcleo y, por lo tanto, poseen *energía cinética rotacional*. Los electrones de órbitas exteriores tienen energías cinéticas más grandes. Como estas partículas también giran en torno a sus ejes, la energía relacionada con este movimiento es la *energía de giro* (*espín*). Las otras partículas que están ubicadas en el núcleo de un átomo también poseen energía de giro. La porción de la energía interna de un sistema relacionada con la energía cinética de las moléculas se llama **energía sensible (**o **energía cinética de las moléculas)** (Fig. 2-6). La velocidad promedio y el grado de actividad de las moléculas son proporcionales a la temperatura del gas, por lo que a temperaturas más elevadas las moléculas poseen energías cinéticas superiores y, como consecuencia, el sistema tiene una energía interna más alta.

La energía interna también se relaciona con diversas *fuerzas de enlace* entre las moléculas de una sustancia, entre los átomos dentro de una molécula y entre las partículas al interior de un átomo y su núcleo. Las fuerzas que unen a las *moléculas* entre sí son, como se esperaría, más intensas en los sólidos y más débiles en los gases. Si se agrega suficiente energía a las moléculas de un sólido o de un líquido, éstas vencen las fuerzas moleculares y se separan, de modo que la sustancia se convierte en un gas; éste es un proceso de cambio de fase. Debido a la energía agregada, un sistema en la fase gaseosa se encuentra en un nivel más alto de energía interna que el de la fase sólida o líquida. La energía interna relacionada con la fase de un sistema se llama **energía latente**. El proceso de cambio de fase puede ocurrir sin que se modifique la composición química de un sistema. La mayor parte de los problemas reales caen dentro de esta categoría, por lo que no es necesario prestar atención a las fuerzas de enlace de los átomos en una molécula.

Un átomo en su núcleo tiene neutrones y protones con carga positiva enlazados entre sí mediante intensas fuerzas, además de electrones cargados negativamente orbitando a su alrededor. La energía interna relacionada con los enlaces atómicos en una molécula se llama **energía química**. Durante una reacción química, por ejemplo un proceso de combustión, algunos enlaces químicos se destruyen y otros se forman, lo que da como resultado que la energía interna experimente un cambio. Las fuerzas nucleares son mucho mayores que las que unen a los electrones con el núcleo. Esta enorme cantidad de energía relacionada con los fuertes enlaces dentro del núcleo del átomo se llama **energía nuclear** (Fig. 2-7). Es evidente que no es necesario ocuparse de la energía nuclear en termodinámica a menos, desde luego, que se trate de una reacción de fusión o de fisión. Una reacción química tiene que ver con cambios en la

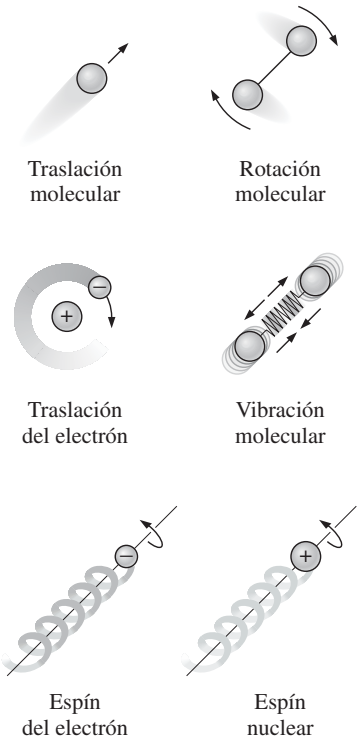


Figura 2-6
Diversas formas de energías microscópicas constituyen la energía *sensible* o *energía cinética de las moléculas*.

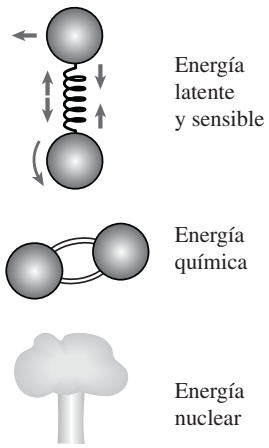


Figura 2-7
La energía interna de un sistema es la suma de todas las formas de energías microscópicas.

estructura de los electrones de los átomos, pero en una reacción nuclear los cambios ocurren en el núcleo; por lo tanto, un átomo conserva su identidad durante una reacción química pero la pierde durante una nuclear. Los átomos pueden poseer también *energías de momento dipolar eléctrico* y *magnético* cuando se someten a campos magnéticos y eléctricos externos debidos al giro de los dipolos magnéticos resultantes de pequeñas corrientes eléctricas relacionadas con los electrones que orbitan.

Las formas de energía anteriormente explicadas, que constituyen la energía total de un sistema, pueden estar *contenidas* o *almacenadas* en éste, así que es posible considerarlas como formas *estáticas* de energía. Las formas de energía no almacenadas en un sistema se consideran formas *dinámicas* de energía, o *interacciones de energía*, posibles de reconocer cuando cruzan las fronteras del sistema y representan la energía que éste gana o pierde durante un proceso. Las únicas dos formas de interacción de energía relacionadas con un sistema cerrado son la **transferencia de calor** y el **trabajo**. Una interacción de energía corresponde a una transferencia de calor si su fuerza impulsora es una diferencia de temperatura, de lo contrario es trabajo, como se explica en la siguiente sección. Un volumen de control también intercambia energía vía transferencia de masa, puesto que cada vez que ésta se transfiere hacia un sistema o afuera del mismo el contenido de energía de la masa también se transfiere.

En la vida diaria, es común llamarle *calor* a las formas sensibles y latentes de energía interna, y se habla acerca del contenido calorífico de los cuerpos. Sin embargo, en termodinámica normalmente se hace referencia a esas formas de energía como **energía térmica** a fin de evitar confusiones con la *transferencia de calor*.

Se debe hacer una distinción entre la energía cinética macroscópica de un objeto como un todo y las energías cinéticas microscópicas de sus moléculas, las cuales constituyen la energía interna del objeto (Fig. 2-8). La energía cinética de un objeto es una forma *organizada* de energía relacionada con el movimiento ordenado de las moléculas en una dirección con trayectoria recta o alrededor de un eje. En cambio, las energías cinéticas de las moléculas son completamente *aleatorias* y muy *desorganizadas*. Como se verá en capítulos posteriores, la energía organizada es mucho más valiosa que la desorganizada y un área de aplicación importante de la termodinámica es la conversión de la energía desorganizada (calor) en energía organizada (trabajo). También se verá que es posible convertir la totalidad de la energía organizada en desorganizada, pero sólo es posible convertir a organizada una fracción de esta última, mediante dispositivos especiales llamados *máquinas térmicas* (por ejemplo, los motores de coches y las centrales eléctricas). Se puede dar una explicación similar para la energía potencial macroscópica de un objeto como un todo y para energías potenciales microscópicas de las moléculas.

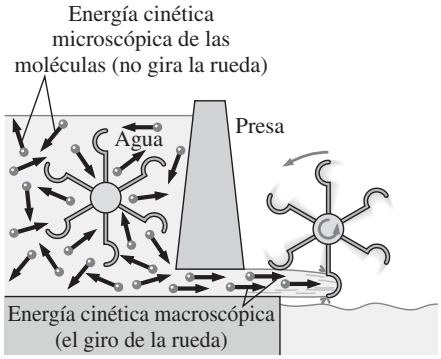


Figura 2-8

La energía cinética *macroscópica* es una forma organizada de energía y es mucho más útil que las energías cinéticas *microscópicas* desorganizadasde las moléculas.

Más sobre energía nuclear

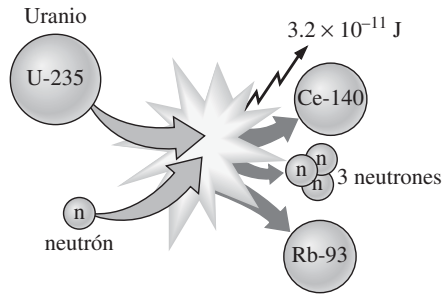
La reacción de fisión más conocida tiene que ver con la división del átomo de uranio (el isótopo U-235) en otros elementos y se usa habitualmente para generar electricidad en las centrales de energía nuclear (hasta 2004, a nivel mundial había 440 de ellas, las cuales generaban 363 000 MW), para impulsar submarinos, portaaviones e incluso naves espaciales, así como en la producción de bombas nucleares.

El porcentaje de electricidad que se produce mediante energía nuclear es de 78 por ciento en Francia, 25 en Japón, 28 en Alemania y 20 en Estados Unidos. Enrico Fermi logró en 1942 la primera reacción nuclear en cadena y los primeros reactores nucleares a gran escala se construyeron en 1944 con la finalidad

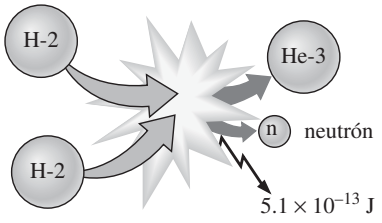
de producir materiales para armamentos nucleares. Cuando un átomo de uranio-235 absorbe un neutrón y se divide durante un proceso de fisión, produce un átomo de cesio-140, un átomo de rubidio-93, 3 neutrones y 3.2×10^{-11} J de energía. En términos prácticos, la fisión completa de 1 kg de uranio-235 libera 6.73×10^{10} kJ de calor, lo que equivale a una cantidad superior al calor desprendido por quemar 3 000 toneladas de carbón. Por lo tanto, con una misma cantidad de combustible, una reacción de fisión nuclear genera varios millones más de energía que una reacción química. Sin embargo, aún es un problema desechar los residuos del combustible nuclear en un lugar seguro.

La energía nuclear por fusión se libera al combinar dos núcleos pequeños en uno más grande. La enorme cantidad de energía que irradian el Sol y las otras estrellas se origina a partir de procesos de fusión en los que dos átomos de hidrógeno se combinan para formar un solo átomo de helio. Cuando dos núcleos de hidrógeno pesado (deuterio) se combinan durante un proceso de fusión, producen un átomo de helio-3, un neutrón libre y 5.1×10^{-13} J de energía (Fig. 2-9).

En la práctica, las reacciones de fusión son mucho más difíciles de lograr debido a la fuerte repulsión entre los núcleos con carga positiva, llamada *repulsión de Coulomb*. Para vencer esta fuerza repulsiva y conseguir que se fusionen los dos núcleos, el nivel de energía de éstos debe elevarse calentándolos hasta cerca de los 100 millones de °C. Sin embargo, temperaturas tan altas sólo se encuentran en las estrellas o en las explosiones de bombas atómicas (bomba-A). De hecho, la reacción de fusión fuera de control en una bomba de hidrógeno (bomba-H) se inicia por la explosión de una bomba atómica pequeña. La reacción de fusión no controlada se logró a principios de la década de los cincuenta, pero desde entonces, para lograr la fusión controlada, han fallado todos los esfuerzos para generar energía realizados mediante rayos láser masivos, potentes campos magnéticos y corrientes eléctricas.



a) Fisión de uranio



b) Fusión de hidrógeno

Figura 2-9
Fisión de uranio y fusión de hidrógeno en las reacciones nucleares, con su consecuente liberación de energía nuclear.

EJEMPLO 2-1 Automóvil accionado con combustible nuclear

En promedio, un automóvil consume alrededor de 5 L de gasolina por día y la capacidad de su depósito de combustible es de 50 L. Por lo tanto, es necesario reabastecer un automóvil una vez cada 10 días. Asimismo, la densidad de la gasolina varía entre 0.68 y 0.78 kg/L, y su poder calorífico inferior es aproximadamente de 44 000 kJ/kg (es decir, cuando se quema por completo 1 kg de gasolina se liberan 44 000 kJ de calor). Suponga que están resueltos todos los problemas relacionados con la radiactividad y la eliminación de los desechos producidos por los combustibles nucleares, y que un automóvil nuevo utilizará como combustible U-235. Si el carro viene equipado con 0.1 kg de U-235, determine si este automóvil requerirá ser reabastecido en condiciones de manejo promedio (Fig. 2-10).

Figura 2-10
Esquema para el ejemplo 2-1.

Solución Se tiene un automóvil que utiliza combustible nuclear y es necesario determinar si alguna vez el automóvil requerirá ser reabastecido de combustible.

Suposiciones **1** La gasolina es una sustancia no compresible con una densidad promedio de 0.75 kg/L. **2** El combustible nuclear se convierte por completo en energía térmica.

Análisis La masa de gasolina que el automóvil usa por día es

$$m_{\text{gasolina}} = (\rho V)_{\text{gasolina}} = (0.75 \text{ kg/L})(5 \text{ L/día}) = 3.75 \text{ kg/día}$$

Observe que el poder calorífico de la gasolina es de 44 000 kJ/kg, por lo que la energía proporcionada por día al automóvil es de

$$E = (m_{\text{gasolina}})(\text{Poder calorífico})$$
$$= (3.75 \text{ kg/día})(44\,000 \text{ kJ/kg}) = 165\,000 \text{ kJ/día}$$

La fisión completa de 0.1 kg de uranio-235 libera

$$(6.73 \times 10^{10}\ \text{kJ/kg})(0.1\ \text{kg}) = 6.73 \times 10^{9}\ \text{kJ}$$

de calor, suficiente para satisfacer la demanda de energía del automóvil para

$$\text{Número de días} = \frac{\text{Contenido de energía del combustible}}{\text{Uso de energía diario}} = \frac{6.73 \times 10^{9}\ \text{kJ}}{165\,000\ \text{kJ/día}} = \mathbf{40\ 790\ días}$$

lo que equivale a 112 años. Si se considera que un automóvil no dura más de 100 años, este automóvil nunca necesitará ser reabastecido. Parece ser que para toda su vida útil, el automóvil no requiere más combustible nuclear que el equivalente al tamaño de una cereza.

Comentario Este problema no es del todo real puesto que la masa crítica necesaria no se logra con esta pequeña cantidad de combustible. Además, no se puede convertir todo el uranio en la fisión, una vez más debido a los problemas de masa crítica después de la conversión parcial.

Energía mecánica

Figura 2-11

La energía mecánica es un concepto útil para flujos que no involucran una importante transferencia de calor o conversión de energía, como es el caso del flujo de gasolina desde un depósito subterráneo hacia un auto.

© Royalty-Free/Corbis.

Muchos sistemas de ingeniería se diseñan para transportar un fluido de un lugar a otro a determinado flujo volumétrico y una velocidad y con diferencia de elevación, mientras el sistema genera trabajo mecánico en una turbina o consume trabajo mecánico en una bomba o ventilador (Fig. 2-11). Estos sistemas no tienen que ver con la conversión de energía nuclear, química o térmica a energía mecánica; tampoco hay en ellos transferencia de calor en cantidad importante y operan en esencia a temperatura constante. Esta clase de sistemas se analizan de modo conveniente al considerar sólo las *formas mecánicas de la energía* y los efectos que la fricción causa, como la pérdida de energía mecánica (es decir, que la energía se convierta en energía térmica la cual por lo general no tiene utilidad).

La **energía mecánica** se puede definir como *la forma de energía que se puede convertir completamente en trabajo mecánico de modo directo mediante un dispositivo mecánico como una turbina ideal*. Las formas más familiares de energía mecánica son la cinética y la potencial. Sin embargo, la energía térmica no es energía mecánica puesto que no se puede convertir en trabajo de forma completa y directa (segunda ley de la termodinámica).

Una bomba transfiere energía mecánica a un fluido al elevar la presión de éste, y una turbina extrae energía mecánica de un fluido al disminuir su presión; de ahí que la presión de un fluido en movimiento se relacione también con su energía mecánica. De hecho, la unidad de presión Pa es equivalente a $\text{Pa} = \text{N/m}^2 = \text{N} \cdot \text{m/m}^3 = \text{J/m}^3$, que es la energía por unidad de volumen, y el producto $P\nu$ o su equivalente P/ρ con J/kg, que corresponde a la energía por unidad de masa. Es importante observar que la presión por sí misma no es una forma de energía, pero una fuerza de presión que actúa sobre un fluido a lo largo de una distancia produce trabajo, llamado *trabajo de flujo*, en una cantidad de P/ρ por unidad de masa. El trabajo de flujo se expresa en términos de las propiedades del fluido y es conveniente considerarlo como parte de la energía de un fluido en movimiento y llamarlo *energía de flujo*. Por lo tanto, la energía mecánica de un fluido en movimiento por unidad de masa se puede expresar como

$$e_{\text{mecánica}} = \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \textbf{(2-10)}$$

donde P/ρ es la *energía de flujo*, $V^2/2$ es la *energía cinética* y gz es la *energía potencial* del fluido, todas por unidad de masa. También es posible expresarla por unidad de tiempo

$$\dot{E}_{\text{mecánica}} = \dot{m}e_{\text{mecánica}} = \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz\right) \quad \textbf{(2-11)}$$

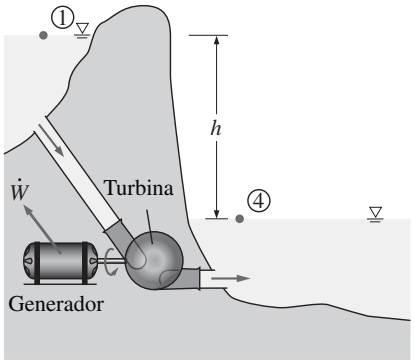
donde $\dot{m}$ es el flujo másico del fluido. Entonces el cambio de la energía mecánica de un fluido durante flujo incompresible (ρ = constante) es

$$\Delta e_{\text{mecánica}} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \qquad (\text{kJ/kg}) \quad \textbf{(2-12)}$$

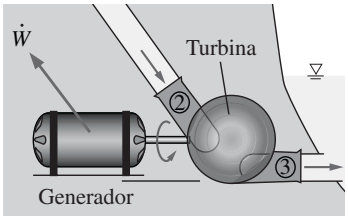
y

$$\Delta \dot{E}_{\text{mecánica}} = \dot{m}\Delta e_{\text{mecánica}} = \dot{m}\left(\frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right) \quad (\text{kW}) \quad \textbf{(2-13)}$$

Por lo tanto, la energía mecánica de un fluido no cambia durante el flujo si su presión, densidad, velocidad y altura permanecen constantes. En ausencia de pérdidas, el cambio de energía mecánica representa el trabajo mecánico suministrado al fluido (si $\Delta e_{\text{mecánica}} > 0$) o extraído del fluido (si $\Delta e_{\text{mecánica}} < 0$). La potencia máxima (ideal) generada por una turbina, por ejemplo, es $\dot{W}_{\text{máx}} = \dot{m}\Delta e_{\text{mecánica}}$ como se muestra en la figura. 2-12.



$\dot{W}_{\text{máx}} = \dot{m}\Delta e_{\text{mecánica}} = \dot{m}g(z_1 - z_4) = \dot{m}gh$
entonces $P_1 \approx P_4 = P_{\text{atm}}$ y $V_1 = V_4 \approx 0$
a)



$$\dot{W}_{\text{máx}} = \dot{m}\Delta e_{\text{mecánica}} = \dot{m}\,\frac{(P_2 - P_3)}{\rho} = \dot{m}\,\frac{\Delta P}{\rho}$$

entonces $V_2 \approx V_3$ y $z_2 = z_3$
b)

Figura 2-12
La energía mecánica se ilustra mediante una turbina hidráulica ideal acoplada con un generador ideal. En ausencia de pérdidas irreversibles, la potencia máxima producida es proporcional a *a*) el cambio en la elevación de la superficie del agua entre los reservorios de aguas arriba y aguas abajo, o *b*) (vista en detalle) la caída de presión del agua desde el punto inmediato aguas arriba de la turbina hasta el punto inmediatamente posterior de la turbina.

EJEMPLO 2-2 Energía eólica

Un sitio evaluado para construir un parque eólico tiene vientos permanentes a una velocidad de 8.5 m/s (Fig. 2-13). Determine la energía eólica *a*) por unidad de masa, *b*) para una masa de 10 kg y *c*) para un flujo de 1 154 kg/s de aire.

Solución Se tiene un sitio con una velocidad de viento especificada, donde se determinará la energía eólica por unidad de masa, para una masa especificada y un determinado flujo másico de aire.

Suposiciones El viento fluye en forma permanente a la velocidad especificada.

Análisis La única forma de aprovechar la energía del aire atmosférico es la energía cinética, la cual se dirige a una turbina eólica (aerogenerador).

a) La energía eólica por masa unitaria de aire es

$$e = \text{ec} = \frac{V^2}{2} = \frac{(8.5\ \text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{J/kg}}{1\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = \mathbf{36.1\ J/kg}$$

b) La energía eólica para una masa de aire de 10 kg es

$$E = me = (10\ \text{kg})(36.1\ \text{J/kg}) = \mathbf{361\ J}$$

c) La energía eólica de un flujo másico de 1 154 kg/s es

$$\dot{E} = \dot{m}e = (1\,154\ \text{kg/s})(36.1\ \text{J/kg})\left(\frac{1\ \text{kW}}{1\,000\ \text{J/s}}\right) = \mathbf{41.7\ kW}$$

Comentario Se puede demostrar que el flujo másico específico corresponde a una sección del flujo con un diámetro de 12 m cuando la densidad del aire es de 1.2 kg/m^3. Por lo tanto, una turbina eólica con un diámetro de 12 m tiene un potencial de generación de energía de 41.7 kW. Las turbinas eólicas reales convierten en energía eléctrica cerca de un tercio de este potencial.

Figura 2-13
Un lugar para un campo eólico, como se analiza en el ejemplo 2-2.
© *Ingram Publishing/SuperStock RF*

2-3 ▪ Transferencia de energía por calor

La energía puede cruzar la frontera de un sistema cerrado en dos formas distintas: *calor* y *trabajo* (Fig. 2-14). Es importante distinguir entre estas dos formas de energía, por lo que primero se analizarán con el propósito de conformar una base sólida para el desarrollo de las leyes de la termodinámica.

La experiencia nos dice que si se deja sobre la mesa una lata fría de bebida carbonatada, en algún momento alcanzará la temperatura ambiente, mientras que una papa horneada caliente se enfriará. Cuando un cuerpo se coloca en un medio que está a una temperatura diferente, la transferencia de energía tiene lugar entre el cuerpo y el medio hasta que se establece el equilibrio térmico, es decir, cuando ambos alcanzan la misma temperatura. La dirección de la transferencia de energía es siempre del cuerpo con mayor temperatura al de menor temperatura. Una vez establecida la igualdad de temperatura, termina la transferencia de energía. En este proceso se afirma que la energía se transfiere en forma de calor.

El **calor** se define como *la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas (o entre un sistema y el exterior) debido a una diferencia de temperatura* (Fig. 2-15). Es decir, una interacción de energía será calor sólo si ocurre debido a una diferencia de temperatura. Entonces se deduce que no puede haber ninguna transferencia de calor entre dos sistemas que se hallan a la misma temperatura.

Varias frases de uso común como flujo de calor, adición de calor, rechazo de calor, absorción de calor, eliminación de calor, ganancia de calor, pérdida de calor, almacenamiento de calor, generación de calor, calentamiento eléctrico, calentamiento mediante resistencias, calentamiento por fricción, calentamiento por gas, calor de reacción, liberación de calor, calor específico, calor sensible, calor latente, calor de desecho, calor del cuerpo, calor de proceso, sumidero de calor y fuente de calor, no son congruentes con el estricto significado termodinámico de calor, término cuyo uso se limita a la *transferencia* de energía térmica durante un proceso. Sin embargo, estas frases tan arraigadas en el vocabulario de científicos y personas comunes generalmente no producen malentendidos, ya que por lo común son interpretadas apropiadamente y no de manera literal. (Además, no existen alternativas aceptables para algunas de estas frases.) Por ejemplo, se entiende que "calor corporal" significa *el contenido de energía térmica* de un cuerpo. De igual modo, "flujo de calor" se interpreta como *la transferencia de energía térmica* no como el flujo de una sustancia similar a un líquido llamada calor. Aunque incorrecta, esta última interpretación fue la base de la teoría calórica, la cual dio origen a la frase. Asimismo, la transferencia de calor hacia un sistema se conoce como *adición de calor* mientras que *rechazo de calor* es la transferencia hacia afuera. Quizá haya una razón termodinámica para ser tan reacio en sustituir *calor* por *energía térmica* y es que el primero requiere menos tiempo y esfuerzo que el segundo para decirlo, escribirlo y entenderlo.

El calor es energía en transición y se reconoce sólo cuando cruza la frontera de un sistema. Considere otra vez la papa horneada caliente, la cual contiene energía que sólo es transferencia de calor cuando cruza la cáscara de la papa (la frontera del sistema) para llegar al aire, según se ilustra en la figura 2-16. Una vez en el exterior, el calor transferido se vuelve parte de la energía interna de éstos. Así, en termodinámica el término *calor* significa simplemente *transferencia de calor*.

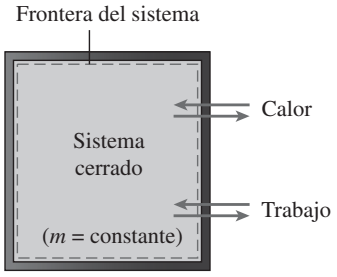


Figura 2-14
La energía puede cruzar las fronteras de un sistema cerrado en la forma de calor y trabajo.

Un proceso durante el cual no hay transferencia de calor se denomina **proceso adiabático** (Fig. 2-17). El término *adiabático* proviene de la palabra griega *adiabatos*, que significa "no pasar". Hay dos maneras en que un proceso puede ser adiabático: el sistema está bien aislado de modo que sólo una cantidad insignificante de calor cruza la frontera, o bien, tanto el sistema como el exterior están a la misma temperatura y por lo tanto no hay fuerza impulsora (diferencia de temperatura) para la transferencia de calor. Hay que distinguir entre un proceso adiabático y uno isotérmico: aunque no hay transferencia de calor durante un proceso adiabático, otros medios como el trabajo pueden cambiar el contenido de energía y, en consecuencia, la temperatura de un sistema.

Como forma de energía, el calor tiene unidades de energía, la más común es el kJ (o Btu). La cantidad de calor transferida durante el proceso entre dos estados (1 y 2) se denota mediante Q_{12} o sólo Q. La transferencia de calor de un sistema *por unidad de masa* se denota como q y se determina a partir de

$$q = \frac{Q}{m} \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{2-14}$$

En ocasiones es deseable conocer la *tasa de transferencia de calor* (cantidad de calor transferida por unidad de tiempo) en lugar del calor total transferido durante cierto intervalo de tiempo (Fig. 2-18). La tasa de transferencia de calor se expresa con $\dot{Q}$, donde el punto significa la derivada con respecto al tiempo, o "por unidad de tiempo". La tasa de transferencia de calor $\dot{Q}$ tiene las unidades kJ/s, equivalente a kW. Cuando $\dot{Q}$ varía con el tiempo, la cantidad de transferencia de calor durante un proceso se determina integrando $\dot{Q}$ sobre el intervalo de tiempo del proceso:

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}\, dt \qquad \text{(kJ)} \tag{2-15}$$

Cuando $\dot{Q}$ permanece constante durante un proceso, esta relación se reduce a

$$Q = \dot{Q}\ \Delta t \qquad \text{(kJ)} \tag{2-16}$$

donde $\Delta t = t_2 - t_1$ es el intervalo de tiempo durante el que ocurre el proceso.

Antecedentes históricos sobre el calor

El calor siempre se ha percibido como algo que produce una sensación de calidez, por lo que se podría pensar que su naturaleza fue una de las primeras cosas que la humanidad entendió. No obstante, a mediados del siglo XIX se llegó a una verdadera comprensión física sobre la naturaleza del calor, gracias al desarrollo en ese tiempo de la **teoría cinética**, la cual considera a las moléculas como diminutas esferas que se encuentran en movimiento y que por lo tanto poseen energía cinética. De esta manera, el calor se define como la energía relacionada con el movimiento aleatorio de átomos y moléculas. A pesar de que entre el siglo XVIII y principios del XIX se sugirió que el calor es la manifestación del movimiento a nivel molecular, la opinión prevaleciente sobre el calor hasta la mitad del siglo XIX se basó en la teoría calórica propuesta en 1789 por el químico francés Antoine Lavoisier (1744-1794). Esta teoría sostiene que el calor es una sustancia llamada **calórico** similar a un fluido que no tiene masa, es incoloro, inodoro e insípido y que puede pasar de un cuerpo a otro (Fig. 2-19). Cuando se añadía calórico a un cuerpo, se incrementaba su temperatura; cuando se extraía, entonces disminuía. Cuando un cuerpo ya no

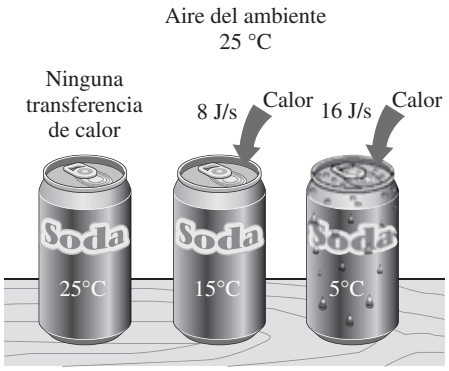


Figura 2-15

La diferencia de temperatura es la fuerza motriz para la transferencia de calor. Mientras más grande es la diferencia de temperatura, mayor es la tasa de transferencia de calor.

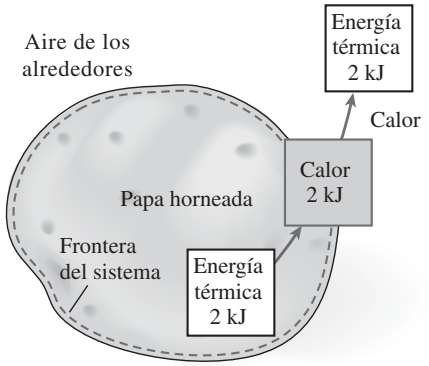


Figura 2-16

La energía se reconoce como transferencia de calor sólo cuando cruza las fronteras del sistema.

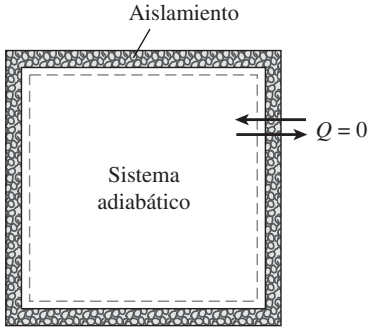


Figura 2-17

Durante un proceso adiabático, un sistema no intercambia calor con el exterior.

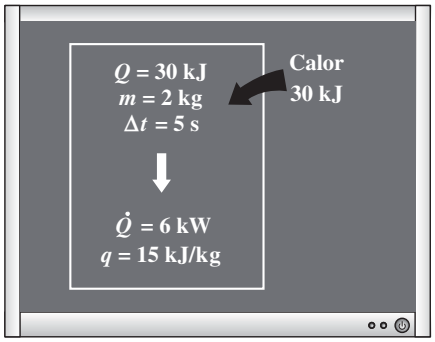


Figura 2-18
Relaciones entre q, Q y $\dot{Q}$.

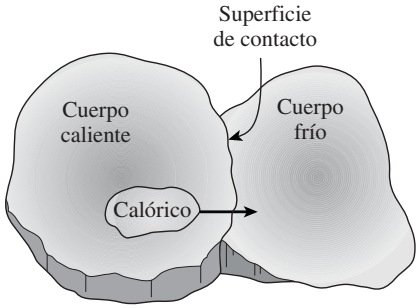


Figura 2-19
A principios del siglo XIX, se consideraba al calor como un fluido invisible llamado *calórico* que fluía de los cuerpos más calientes a los más fríos.

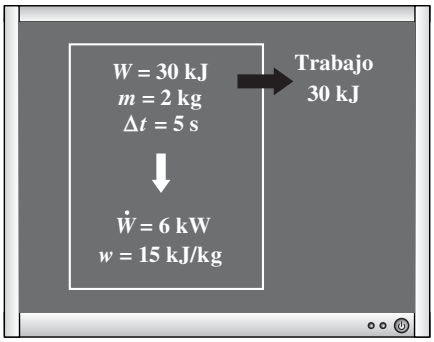


Figura 2-20
Relaciones entre w, W y $\dot{W}$.

podía contener más calórico, de modo similar a cuando en un vaso con agua ya no es posible disolver más sal o azúcar, se decía que el cuerpo estaba saturado con calórico. Esta interpretación dio lugar a los términos *líquido saturado* y *vapor saturado* que aún se usan en la actualidad.

La teoría del calórico experimentó críticas inmediatamente después de su introducción. Sostenía que el calor es una sustancia que no podía ser creada ni destruida; sin embargo, se sabía que el calor podía ser generado de modo indefinido al frotar entre sí las manos o dos trozos de madera. En 1798, el estadounidense Benjamin Thompson (conde Rumford) (1754-1814) demostró en sus artículos que el calor se genera en forma continua por rozamiento. Muchos otros pusieron en duda la validez de la teoría del calórico, pero fueron los cuidadosos experimentos del inglés James P. Joule (1818-1889) publicados en 1843, los que finalmente convencieron a los escépticos de que el calor no era una sustancia, así que se desechó la teoría del calórico. A pesar de ser abandonada por completo a mediados del siglo XIX, esta teoría contribuyó en gran medida al desarrollo de la termodinámica y la transferencia de calor.

El calor se transfiere mediante tres mecanismos: conducción, convección y radiación. La **conducción** es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia a las adyacentes menos energéticas, como resultado de la interacción entre partículas. La **convección** es la transferencia de energía entre una superficie sólida y el fluido adyacente que se encuentra en movimiento, y tiene que ver con los efectos combinados de la conducción y el movimiento del fluido. La **radiación** es la transferencia de energía debida a la emisión de ondas electromagnéticas (o fotones). Al final de este capítulo se repasan los tres mecanismos de transferencia de calor como un tema de interés especial.

2-4 ▪ Transferencia de energía por trabajo

Al igual que el calor, el trabajo es una interacción de energía que ocurre entre un sistema y el exterior. La energía puede cruzar la frontera de un sistema cerrado en forma de calor o trabajo; entonces, *si la energía que cruza la frontera de un sistema cerrado no es calor, debe ser trabajo*. Es fácil reconocer el calor: su fuerza impulsora es una diferencia de temperatura entre el sistema y su entorno. Por lo tanto se puede decir simplemente que una interacción de energía que se origina por algo distinto a una diferencia de temperatura entre un sistema y el exterior es trabajo. De manera más específica, *el trabajo es la transferencia de energía relacionada con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia*. Un pistón ascendente, un eje giratorio y un cable eléctrico que cruzan las fronteras del sistema son situaciones que se relacionan con interacciones de trabajo.

El trabajo es también una forma de energía transferida como calor y por lo tanto tiene unidades de energía como kJ. El trabajo realizado durante un proceso entre los estados 1 y 2 se denota por W_{12} o sólo W. El trabajo *por unidad de masa* de un sistema se denota mediante w y se expresa como

$$w = \frac{W}{m} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{2-17}$$

El trabajo realizado *por unidad de tiempo* se llama **potencia** y se denota como $\dot{W}$ (Fig. 2-20). Las unidades de potencia son kJ/s, o kW.

Calor y trabajo son *cantidades direccionales* y la descripción completa de sus interacciones requieren la especificación de la *magnitud* y la *dirección*. Una forma de hacer esto es adoptar un convenio de signo: generalmente se acepta para las interacciones de calor y trabajo un **convenio de signo formal**, tal que *la transferencia de calor hacia un sistema y el trabajo hecho por un sistema son positivos*; *la transferencia de calor desde un sistema y el trabajo hecho sobre un sistema son negativos.* Otra forma es usar los subíndices *entrada* y *salida* para indicar la dirección (Fig. 2-21), por ejemplo, la introducción de 5 kJ de trabajo se expresa como $W_{\text{entrada}} = 5$ kJ, en tanto que una pérdida de calor de 3 kJ se expresa como $Q_{\text{salida}} = 3$ kJ. Cuando se desconoce la dirección de una interacción de calor o trabajo, simplemente se *supone* una dirección (con el subíndice *entrada* o *salida*) para determinar la interacción. Un resultado positivo indica que la dirección supuesta es correcta, mientras que un resultado negativo indica que la relación de la interacción es opuesta a la dirección preestablecida: es como suponer una dirección para una fuerza desconocida al resolver un problema de estática, e invertir la dirección cuando se obtiene un resultado negativo para dicha fuerza. En este libro se utiliza el *método intuitivo*, con el que se eliminan las necesidades de adoptar un convenio de signos y de asignar cuidadosamente valores negativos a algunas interacciones.

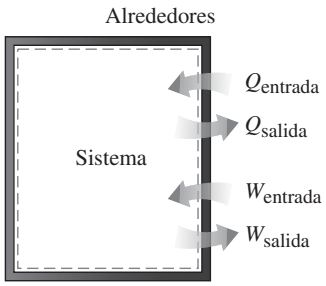


Figura 2-21
Especificaciones de las direcciones de calor y trabajo.

Observe que una cantidad transferida hacia o desde un sistema durante una interacción no es una propiedad puesto que la medida de dicha cantidad depende de algo más que sólo el estado del sistema. El calor y el trabajo son *mecanismos de transferencia de energía* entre un sistema y el exterior, y existen muchas similitudes entre ellos:

1. Tanto el calor como el trabajo pueden ser reconocidos en las fronteras de un sistema cuando las cruzan; es decir, son fenómenos de *frontera*.
2. Los sistemas poseen energía, pero el calor o el trabajo no.
3. Ambos se relacionan con un *proceso*, no con un estado. A diferencia de las propiedades, ni el calor ni el trabajo tienen significado en un estado.
4. Ambos son *función de la trayectoria* (es decir, sus magnitudes dependen de la trayectoria seguida durante un proceso, así como de los estados iniciales y finales).

Las **funciones de la trayectoria** son **diferenciales inexactas** que se denotan por el símbolo δ. Así, una cantidad diferencial de calor o trabajo se representa mediante δQ o δW, respectivamente, en lugar de dQ o dW. Sin embargo, las propiedades son **funciones de estado** (es decir, sólo dependen del estado y no de cómo un sistema llega a ese estado) y son **diferenciales exactas** designadas por el símbolo d. Un pequeño cambio de volumen, por ejemplo, se representa por dV, y el cambio de volumen total durante un proceso entre los estados 1 y 2 es

$$\int_1^2 dV = V_2 - V_1 = \Delta V$$

Es decir, el cambio de volumen entre los procesos 1 y 2 es siempre el volumen en el estado 2 menos el volumen en el estado 1, sin importar la trayectoria seguida (Fig. 2-22). Sin embargo, el trabajo total realizado entre los procesos 1 y 2 es

$$\int_1^2 \delta W = W_{12} \qquad (no\ \Delta W)$$

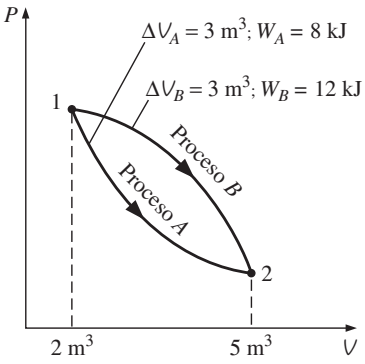


Figura 2-22
Las propiedades son funciones de punto; pero el calor y el trabajo son funciones de la trayectoria (sus magnitudes dependen de la trayectoria seguida).

Es decir, el trabajo total se obtiene siguiendo la trayectoria del proceso y sumando las cantidades diferenciales de trabajo (δW) efectuadas a lo largo del trayecto. La integral de δW *no es* $W_2 - W_1$ (es decir, el trabajo en el estado 2 menos el del estado 1), lo cual carecería de sentido puesto que el trabajo no es una propiedad y los sistemas no poseen trabajo en un estado.

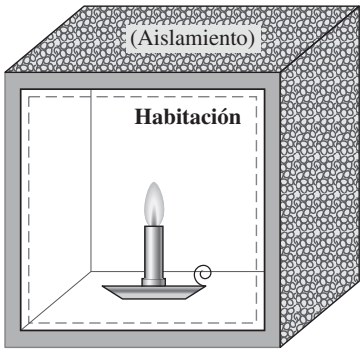


Figura 2-23
Esquema para el ejemplo 2-3.

EJEMPLO 2-3 Combustión de una vela en un espacio aislado

Una vela se consume en una habitación aislada. Considere la habitación (el aire más la vela) como el sistema y determine *a*) si hay alguna transferencia de calor durante este proceso de combustión y *b*) si hay algún cambio en la energía interna del sistema.

Solución Se considera la combustión de una vela en una habitación bien aislada y se determinará si hay alguna transferencia de calor y algún cambio de energía interna.

Análisis *a*) Las superficies internas de la habitación forman la frontera del sistema, según se indica mediante la línea discontinua en la figura 2-23. Como se señaló, el calor se reconoce cuando cruza los límites. Dado que la habitación está perfectamente aislada, se tiene un sistema adiabático y ninguna cantidad de calor cruza las fronteras. Por consiguiente, $Q = 0$ para este proceso.

b) La energía interna conlleva otras formas de energía (energía cinética de las moléculas, latente, química, nuclear). Durante el proceso descrito, parte de la energía química se convierte en energía cinética de las moléculas. Como no hay aumento o disminución de la energía interna total del sistema, $\Delta U = 0$ para este proceso.

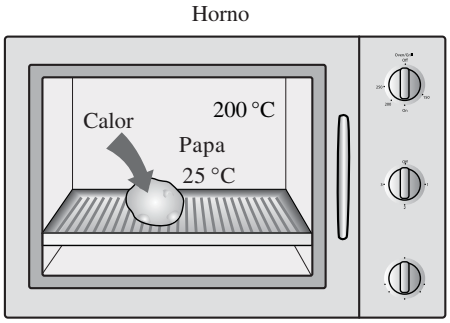


Figura 2-24
Esquema para el ejemplo 2-4.

EJEMPLO 2-4 Calentamiento de una papa en un horno

Una papa a temperatura ambiente (25 °C) se cocina en un horno que se mantiene a 200 °C, como se ilustra en la figura 2-24. ¿Hay alguna transferencia de calor durante este proceso?

Solución Se hornea una papa y se determinará si hay alguna transferencia de calor durante este proceso.

Análisis El problema está mal definido puesto que no se especifica el sistema. Se supondrá que se analiza a la papa, por lo que ésta será el sistema. Así, se puede considerar que la cáscara de la papa es la frontera del sistema, a la cual atraviesa parte de la energía producida en el horno. Como la fuerza impulsora para esta transferencia de energía es una diferencia de temperatura, se trata de un proceso de transferencia de calor.

EJEMPLO 2-5 Calentamiento de un horno por transferencia de trabajo

Un horno eléctrico bien aislado aumenta su temperatura por medio de un elemento de calentamiento. Si se considera todo el horno como el sistema, incluido el elemento de calentamiento, determine si se trata de una interacción de calor o trabajo.

Solución Un horno eléctrico bien aislado es calentado y se determinará si esto es una interacción de trabajo o calor.

Análisis En este problema, las superficies internas del horno forman las fronteras del sistema (Fig. 2-25). Es evidente que el contenido de energía del horno se incrementa durante este proceso, según se comprueba por el aumento de temperatura. Esta transferencia de energía al horno se debe no a una diferencia de temperatura entre el horno y el aire circundante, sino a los *electrones* que cruzan la frontera del sistema y, por lo tanto, realizan trabajo. Por consiguiente, ésta es una interacción de trabajo.

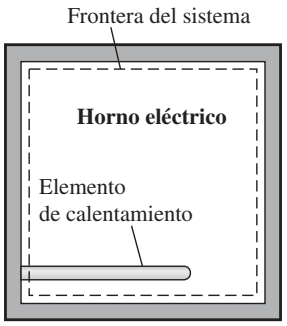


Figura 2-25
Esquema para el ejemplo 2-5.

EJEMPLO 2-6 **Calentamiento de un horno mediante transferencia de calor**

Conteste la pregunta del ejemplo 2-5 considerando que el sistema está conformado sólo por el aire contenido en el horno y sin que éste cuente con el elemento de calentamiento.

Solución La pregunta del ejemplo 2-5 se considerará de nuevo pero ahora el sistema sólo consta del aire dentro del horno.

Análisis La frontera del sistema incluirá la superficie externa del elemento de calentamiento sin cortarlo (Fig. 2-26); por lo tanto, ningún electrón cruza la frontera del sistema en ningún punto. En cambio, la energía generada en el interior del elemento de calentamiento se transferirá al aire de su entorno como resultado de la diferencia de temperatura entre éste y el elemento. De esta manera se tiene un proceso de transferencia de calor.

Comentario En ambos casos, la cantidad de transferencia de energía hacia el aire es la misma. En estos dos ejemplos se observa que una transferencia de energía puede corresponder a calor o trabajo, dependiendo de cómo se seleccione el sistema.

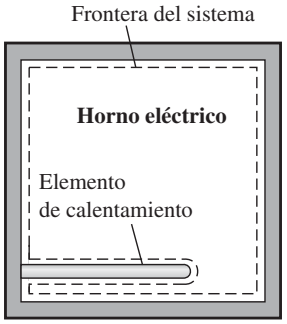


Figura 2-26
Esquema para el ejemplo 2-6.

Trabajo eléctrico

En el ejemplo 2-5 se señaló que los electrones que cruzan la frontera del sistema realizan trabajo eléctrico sobre éste. En un campo eléctrico, los electrones de un alambre se mueven por el efecto de fuerzas electromotrices, por lo tanto realizan trabajo. Cuando N coulombs de carga eléctrica se mueven a través de una diferencia de potencial $\mathbf{V}$, el trabajo eléctrico realizado es

$$W_e = \mathbf{V}N$$

el cual se expresa también en forma de tasa como

$$\dot{W}_e = \mathbf{V}I \qquad (\mathrm{W}) \tag{2-18}$$

donde $\dot{W}_e$ es la **potencia eléctrica** e I es el número de cargas eléctricas que fluyen por unidad de tiempo, es decir, la *corriente* (Fig. 2-27). En general, tanto $\mathbf{V}$ como I varían con el tiempo y el trabajo eléctrico realizado durante un intervalo de tiempo Δt se expresa como

$$W_e = \int_1^2 \mathbf{V}I\,dt \qquad (\mathrm{kJ}) \tag{2-19}$$

Si tanto $\mathbf{V}$ como I permanecen constantes durante el intervalo de tiempo Δt, la ecuación se reduce a

$$W_e = \mathbf{V}I\,\Delta t \qquad (\mathrm{kJ}) \tag{2-20}$$

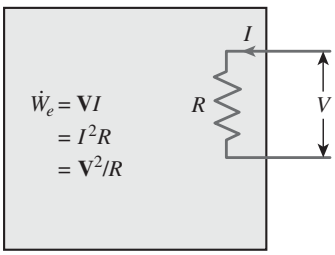


Figura 2-27
Potencia eléctrica en términos de resistencia R, corriente I y diferencia de potencial $\mathbf{V}$.

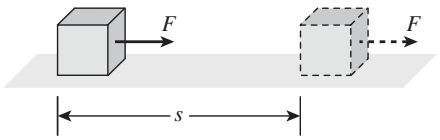


Figura 2-28

El trabajo hecho es proporcional a la fuerza aplicada (F) y la distancia recorrida (s).

2-5 ▪ Formas mecánicas del trabajo

Hay diversas formas de hacer trabajo, cada una relacionada de cierta manera con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia (Fig. 2-28). En la mecánica elemental, el trabajo que realiza una fuerza constante F sobre un cuerpo que se desplaza una distancia s en la dirección de la fuerza se expresa como

$$W = Fs \qquad (\text{kJ}) \tag{2-21}$$

Si la fuerza F no es constante, el trabajo realizado se obtiene al sumar (es decir, integrar) las cantidades diferenciales de trabajo,

$$W = \int_1^2 F\, ds \qquad (\text{kJ}) \tag{2-22}$$

Es obvio que para efectuar esta integración es necesario saber cómo varía la fuerza con el desplazamiento, y las ecuaciones 2-21 y 2-22 sólo proporcionan la magnitud del trabajo. El signo se determina con facilidad a partir de consideraciones físicas: el trabajo que sobre un sistema realiza una fuerza externa que actúa en la dirección del movimiento es negativo, y el trabajo que lleva a cabo un sistema contra una fuerza externa que actúa en dirección opuesta al movimiento es positivo.

Hay dos requisitos para que se presente una interacción de trabajo entre un sistema y el exterior: 1) debe haber una *fuerza* que actúe sobre los límites y 2) éstos deben *moverse*. Por lo tanto, la presencia de fuerzas en la frontera sin ningún desplazamiento de la misma no constituye una interacción de trabajo. De modo similar, el desplazamiento de la frontera sin ninguna fuerza que se oponga a este movimiento o lo impulse (como la expansión de un gas al interior de un espacio al vacío) no es una interacción de trabajo ya que no se transfiere energía.

En muchos problemas termodinámicos el trabajo mecánico es la única forma de trabajo, y se relaciona con el movimiento de la frontera de un sistema o el del propio sistema como un todo. A continuación se analizan algunas formas comunes de trabajo mecánico.

Trabajo de flecha

La transmisión de energía mediante un eje rotatorio (flecha) es una práctica muy común en la ingeniería (Fig. 2-29). Con frecuencia el momento de torsión T aplicado al eje es constante, lo cual significa que la fuerza F aplicada también es constante. Para un determinado momento de torsión constante, el trabajo hecho durante n revoluciones se determina así: una fuerza F que actúa por medio de un brazo de momento r genera un momento de torsión T (Fig. 2-30)

$$\text{T} = Fr \quad \rightarrow \quad F = \frac{\text{T}}{r} \tag{2-23}$$

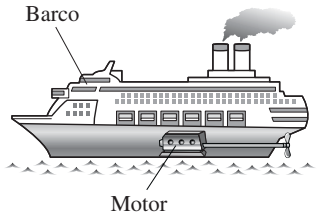


Figura 2-29

La transmisión de energía mediante ejes rotatorios se encuentra comúnmente en la práctica.

Esta fuerza actúa a lo largo de una distancia s, que se relaciona con el radio r mediante

$$s = (2\pi r)n \tag{2-24}$$

El trabajo de flecha se determina a partir de

$$W_{\text{flecha}} = Fs = \left(\frac{\text{T}}{r}\right)(2\pi rn) = 2\pi n\text{T} \qquad (\text{kJ}) \tag{2-25}$$

La potencia transmitida mediante la flecha es el trabajo de flecha por unidad de tiempo, que se puede expresar como

$$\dot{W}_{\text{flecha}} = 2\pi \dot{n}\text{T} \qquad (\text{kW}) \tag{2-26}$$

donde $\dot{n}$ es el número de revoluciones por unidad de tiempo.

EJEMPLO 2-7 **Transmisión de potencia mediante la flecha de un automóvil**

Determine la potencia transmitida por la flecha de un automóvil cuando el momento de torsión aplicado es de 200 N · m y la flecha gira a razón de 4 000 revoluciones por minuto (rpm).

Solución El momento de torsión y las revoluciones por minuto para un motor de automóvil son los datos. Se determinará la potencia transmitida.

Análisis En la figura 2-31 se esquematiza el automóvil. El trabajo de flecha se determina directamente a partir de

$$\dot{W}_{\text{flecha}} = 2\pi \dot{n} \text{T} = (2\pi)\left(4\,000\,\frac{1}{\text{min}}\right)(200\ \text{N}\cdot\text{m})\left(\frac{1\ \text{min}}{60\ \text{s}}\right)\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\,000\ \text{N}\cdot\text{m}}\right)$$

$$= \mathbf{83.8\ kW} \qquad (\text{o } 112\ \text{hp})$$

Comentario La potencia que transmite la flecha es proporcional al momento de torsión y a la velocidad de rotación.

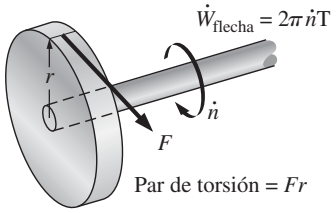


Figura 2-30

El trabajo de flecha es proporcional al momento de torsión aplicado y al número de revoluciones de la flecha.

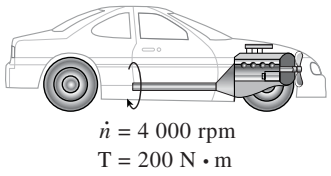


Figura 2-31

Esquema para el ejemplo 2-7.

Trabajo de resorte

Todos sabemos que cuando se aplica una fuerza a un resorte, la longitud de éste cambia (Fig. 2-32). Cuando esta longitud cambia en una cantidad diferencial dx bajo la influencia de una fuerza F, el trabajo efectuado es

$$\delta W_{\text{resorte}} = F\,dx \tag{2-27}$$

Para determinar el trabajo total del resorte es necesario conocer una relación funcional entre F y x. Para resortes elásticos lineales, el desplazamiento x es proporcional a la fuerza aplicada (Fig. 2-33). Es decir,

$$F = kx \qquad (\text{kN}) \tag{2-28}$$

donde k es la constante de resorte y tiene las unidades kN/m. El desplazamiento x se mide a partir de la posición de reposo del resorte (es decir, $x = 0$ cuando $F = 0$). Al sustituir la ecuación 2-28 en la ecuación 2-27 e integrar, se obtiene

$$W_{\text{resorte}} = \tfrac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2) \qquad (\text{kJ}) \tag{2-29}$$

donde x_1 y x_2 son los desplazamientos inicial y final del resorte, respectivamente, medidos a partir de la posición de reposo del resorte.

Hay muchas otras formas de trabajo mecánico. A continuación se presentan algunas brevemente.

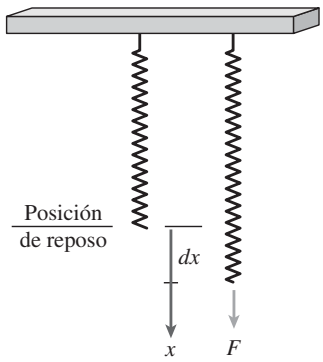


Figura 2-32

Elongación de un resorte bajo la influencia de una fuerza.

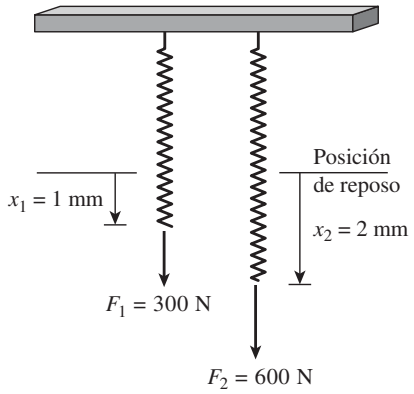


Figura 2-33

El desplazamiento de un resorte lineal se duplica al duplicar la fuerza.

Trabajo hecho sobre barras sólidas elásticas

Los sólidos suelen modelarse como resortes lineales debido a que bajo la acción de una fuerza se contraen o se alargan (Fig. 2-34) y cuando ésta se elimina regresan a su longitud original. Esto es cierto siempre y cuando la fuerza se mantenga dentro del límite elástico, es decir, que no sea demasiado grande como para causar deformaciones permanentes (plásticas). Por consiguiente, las ecuaciones para un resorte lineal también son aplicables a las barras sólidas elásticas. Por otro lado, el trabajo asocionado con la extensión o

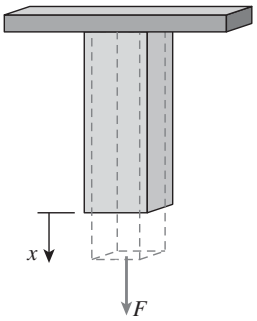


Figura 2-34

Las barras sólidas se comportan como resortes bajo la influencia de una fuerza.

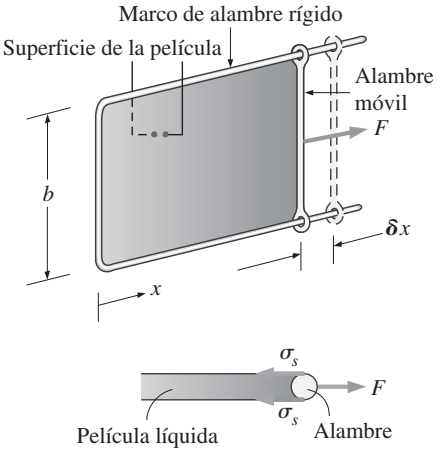


Figura 2-35

Estiramiento de una película líquida con un alambre en forma de U, y las fuerzas que actúan sobre el alambre móvil de longitud *b*.

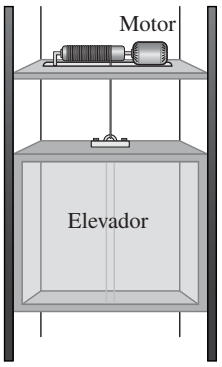


Figura 2-36

La energía transferida a un cuerpo mientras es elevado es igual al cambio en su energía potencial.

contracción de estas barras se puede determinar al sustituir la presión P por su contraparte en los sólidos, el *esfuerzo normal* $\sigma_n = F/A$, en la expresión para el trabajo:

$$W_{\text{elástico}} = \int_1^2 F\,dx = \int_1^2 \sigma_n A\,dx \qquad \text{(kJ)} \tag{2-30}$$

donde A es el área de la sección transversal de la barra. Observe que el esfuerzo normal tiene unidades de presión.

Trabajo relacionado con el estiramiento de una película líquida

Considere una película líquida de jabón, por ejemplo, suspendida en un marco ajustable de alambre (Fig. 2-35). Se sabe por experiencia que se requiere cierta fuerza para estirar la película con el lado móvil del marco de alambre. Esta fuerza se emplea para vencer las fuerzas microscópicas entre las moléculas existentes en las interfaces líquido-aire. Estas fuerzas microscópicas son perpendiculares a cualquier línea de la superficie, y la fuerza que generan por unidad de longitud se llama **tensión superficial** σ_s, cuya unidad es N/m. Por lo tanto, el trabajo relacionado con el estiramiento de una película también se llama *trabajo de tensión superficial*, determinado por

$$W_{\text{superficial}} = \int_1^2 \sigma_s\,dA \qquad \text{(kJ)} \tag{2-31}$$

donde $dA = 2b\,dx$ que es el cambio en el área superficial de la película. El factor 2 se debe a que la película tiene dos superficies en contacto con el aire. La fuerza que actúa sobre el alambre móvil como resultado de los efectos de la tensión superficial es $F = 2b\sigma_s$ donde σ_s es la fuerza de la tensión superficial por unidad de longitud.

Trabajo hecho para elevar o acelerar un cuerpo

Cuando un cuerpo se eleva en un campo gravitacional, se incrementa su energía potencial. De manera similar, cuando un cuerpo es acelerado, se incrementa su energía cinética. El principio de conservación de la energía requiere que sea transferida una cantidad equivalente de energía al cuerpo que está siendo elevado o acelerado. Recuerde que la energía se transfiere a una masa mediante calor o trabajo, y en este caso la energía transferida no es calor puesto que la fuerza impulsora no es producto de una diferencia de temperatura; por lo tanto, debe ser trabajo. Así, se concluye que 1) la transferencia de trabajo requerida para elevar un cuerpo es igual al cambio en la energía potencial del cuerpo y 2) la transferencia de trabajo necesaria para acelerar un cuerpo es igual al cambio de energía cinética del cuerpo (Fig. 2-36). Análogamente, la energía cinética o potencial de un cuerpo representa el trabajo que se obtiene del cuerpo a medida que éste regresa al nivel de referencia o es desacelerado a velocidad cero.

La explicación anterior junto con la consideración para el rozamiento y otras pérdidas son la base para determinar la potencia nominal de los motores usados para impulsar dispositivos como elevadores, escaleras eléctricas, bandas transportadoras y teleféricos. También desempeñan un papel primordial en el diseño de motores de aviones y automóviles y en el establecimiento de la cantidad de potencia hidroeléctrica que se puede producir a partir de un embalse de agua determinado, que es simplemente la energía potencial del agua en relación con la ubicación de la turbina hidráulica.

EJEMPLO 2-8 Requerimientos de potencia de un automóvil para subir una cuesta

Considere un automóvil de 1 200 kg a una velocidad constante de 90 km/h sobre una carretera plana que después empieza a subir por una cuesta de 30° con respecto a la horizontal (Fig. 2-37). Si la velocidad del automóvil debe permanecer constante durante la subida, determine la potencia adicional que debe suministrar el motor.

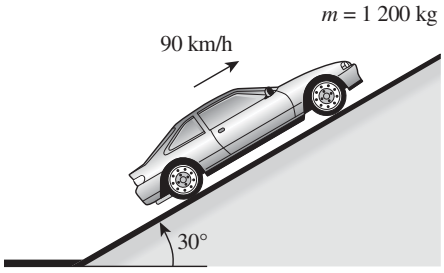


Figura 2-37
Esquema para el ejemplo 2-8.

Solución Un automóvil que subirá por una cuesta debe mantener una velocidad constante. Se determinará la potencia adicional requerida.

Análisis La potencia adicional es el trabajo requerido por unidad de tiempo para que el automóvil logre ascender, lo cual es igual al cambio de energía potencial del automóvil por unidad de tiempo:

$$\dot{W}_g = mg\ \Delta z/\Delta t = mgV_{\text{vertical}}$$

$$= (1\,200\ \text{kg})(9.81\ \text{m/s}^2)(90\ \text{km/h})(\text{sen}\ 30°)\left(\frac{1\ \text{m/s}}{3.6\ \text{km/h}}\right)\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 147\ \text{kJ/s} = \mathbf{147\ kW} \qquad (\text{o } 197\ \text{hp})$$

Comentario Si se requiere que el automóvil mantenga su velocidad, observe que el motor del automóvil tendrá que producir casi 200 hp de potencia adicional mientras sube la cuesta.

EJEMPLO 2-9 Potencia que requiere un automóvil para acelerar

Determine la potencia requerida para acelerar un auto de 900 kg (Fig. 2-38) desde el reposo hasta una velocidad de 80 km/h en 20 s sobre una carretera plana.

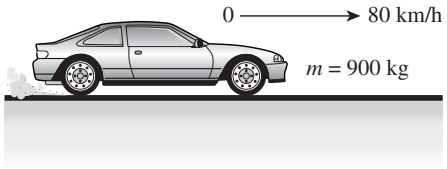


Figura 2-38
Esquema para el ejemplo 2-9.

Solución Se determinará la potencia requerida para acelerar un automóvil hasta una velocidad especificada.

Análisis El trabajo necesario para acelerar un cuerpo es el cambio de energía cinética de éste,

$$W_a = \tfrac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) = \tfrac{1}{2}(900\ \text{kg})\left[\left(\frac{80\,000\ \text{m}}{3\,600\ \text{s}}\right)^2 - 0^2\right]\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 222\ \text{kJ}$$

La potencia media se determina a partir de

$$\dot{W}_a = \frac{W_a}{\Delta t} = \frac{222\ \text{kJ}}{20\ \text{s}} = \mathbf{11.1\ kW} \qquad (\text{o bien } 14.9\ \text{hp})$$

Comentario Esto es adicional a la potencia requerida para vencer la fricción, la resistencia de rodamiento y otras imperfecciones.

Formas no mecánicas del trabajo

La sección 2-5 representa una cobertura bastante completa de las formas mecánicas del trabajo, excepto del *trabajo a través de la frontera móvil*, el cual se trata en el capítulo 4. Sin embargo, algunos modos de trabajo encontrados en la práctica son de naturaleza no mecánica, pero pueden tratarse de manera similar si se identifica una *fuerza generalizada F* que actúa en direc-

ción de un *desplazamiento generalizado x*. Entonces, el trabajo relacionado con el desplazamiento diferencial bajo la influencia de esa fuerza se determina a partir de $\delta W = Fdx$.

Algunos ejemplos de modos no mecánicos de trabajo son el **trabajo eléctrico**, en el que la fuerza generalizada es el *voltaje* (el potencial eléctrico) y el desplazamiento generalizado es la *carga eléctrica* como se explicó antes; el **trabajo magnético**, donde la fuerza generalizada es la *intensidad del campo magnético* y el desplazamiento generalizado es el *momento dipolar magnético*, y el **trabajo de polarización eléctrica** en el que la fuerza generalizada es la *intensidad de campo eléctrico* y el desplazamiento generalizado es la *polarización del medio* (la suma de los momentos dipolares eléctricos de rotación de las moléculas). El tratamiento detallado de éstos y otros modos de trabajo no mecánico se pueden encontrar en libros especializados.

2-6 ▪ La primera ley de la termodinámica

Hasta el momento se han considerado por separado varias formas de energía como el calor Q, el trabajo W y la energía total E, y no se ha hecho ningún intento para relacionarlas entre sí durante un proceso. La *primera ley de la termodinámica*, conocida también como *el principio de conservación de la energía*, brinda una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de interacción de energía. A partir de observaciones experimentales, la primera ley de la termodinámica establece que *la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; sólo puede cambiar de forma*. Por lo tanto, cada cantidad de energía por pequeña que sea debe justificarse durante un proceso.

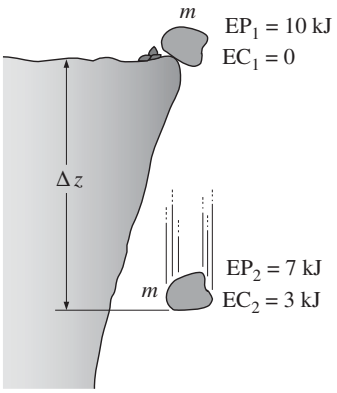


Figura 2-39
La energía no se crea ni se destruye, sólo cambia de forma.

Se sabe que una roca a una altura determinada posee cierta energía potencial, y que parte de ésta se convierte en cinética cuando cae la roca (Fig. 2-39). Los datos experimentales muestran que la disminución de energía potencial ($mg\,\Delta z$) es exactamente igual al incremento en energía cinética $[m(V_2^2 - V_1^2)/2]$ cuando la resistencia del aire es insignificante, con lo que se confirma el principio de conservación de la energía para la energía mecánica.

Considere un sistema que experimenta una serie de procesos *adiabáticos* desde un estado especificado 1 a otro estado 2. Al ser adiabáticos, es evidente que estos procesos no tienen que ver con transferencia de calor, pero sí con varias clases de interacción de trabajo. Las mediciones cuidadosas durante estos experimentos indican lo siguiente: *para todos los procesos adiabáticos entre dos estados determinados de un sistema cerrado, el trabajo neto realizado es el mismo sin importar la naturaleza del sistema cerrado ni los detalles del proceso*. Considerando que existe un número infinito de maneras para llevar a cabo interacciones de trabajo en condiciones adiabáticas, el enunciado anterior parece ser muy poderoso para tener implicaciones trascendentes. Este enunciado, basado en gran medida en los experimentos hechos por Joule en la primera mitad del siglo XIX, no se puede extraer de ningún otro principio físico conocido y se reconoce como principio fundamental o **primera ley de la termodinámica** o sólo **primera ley**.

Una consecuencia importante de la primera ley es la existencia y definición de la propiedad *energía total E*. Considerando que el trabajo neto es el mismo para todos los procesos adiabáticos de un sistema cerrado entre dos estados determinados, el valor del trabajo neto debe depender únicamente de los estados iniciales y finales del sistema y por lo tanto debe corresponder al cambio en una propiedad del sistema; esta propiedad es la *energía total*. Observe que

la primera ley no hace referencia al valor de la energía total de un sistema cerrado en un estado, tan sólo establece que el *cambio* de energía total durante un proceso adiabático debe ser igual al trabajo neto realizado. En consecuencia, se puede asignar cualquier valor arbitrario conveniente a la energía total en un estado determinado para servir como punto de referencia.

Implícita en el enunciado de la primera ley se encuentra la conservación de la energía. Aunque la esencia de la primera ley es la existencia de la propiedad *energía total*, con frecuencia se considera a la primera ley como un enunciado del principio de *la conservación de la energía*. A continuación se desarrolla la relación de la primera ley con la ayuda de algunos ejemplos familiares utilizando argumentos intuitivos.

Primero, se consideran algunos procesos en los que hay transferencia de calor pero no interacciones de trabajo. La papa cocida en el horno es un buen ejemplo para este caso (Fig. 2-40). Como resultado de la transferencia de calor a la papa, se incrementará la energía de ésta. Si se ignora cualquier transferencia de masa (la pérdida de humedad de la papa), el incremento en la energía total de la papa se vuelve igual a la cantidad de transferencia de calor. Es decir, si se transfieren 5 kJ de calor a la papa, su energía se incrementa también en 5 kJ.

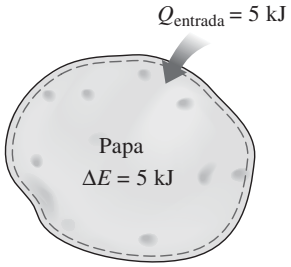


Figura 2-40
El incremento en la energía de una papa dentro de un horno es igual a la cantidad de calor transferido a ésta.

Otro ejemplo, considere el calentamiento del agua contenida en una cacerola sobre una estufa (Fig. 2-41). Si se transfieren 15 kJ de calor al agua desde el elemento de calentamiento y se pierden 3 kJ del agua al aire circundante, el incremento de energía del agua será igual a la transferencia neta de calor al agua, que es de 12 kJ.

Ahora se tiene como sistema a una habitación perfectamente aislada (es decir, adiabática) calentada mediante un calentador eléctrico (Fig. 2-42). Como resultado del trabajo eléctrico realizado, se incrementará la energía del sistema. Como el sistema es adiabático y no puede haber transferencia de calor desde o hacia el exterior ($Q = 0$), el principio de conservación de la energía dicta que el trabajo eléctrico hecho sobre el sistema debe ser igual al incremento de energía del sistema.

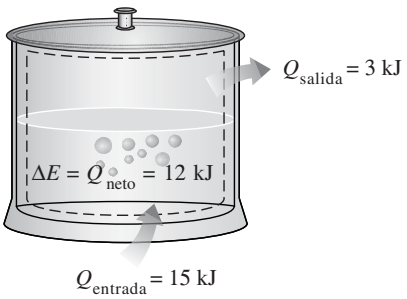


Figura 2-41
En ausencia de interacciones de trabajo, el cambio de energía de un sistema es igual a la transferencia neta de calor.

Esta vez se sustituye el calentador eléctrico por una rueda de paletas (Fig. 2-43). Como resultado del proceso de agitación se incrementa la energía del sistema y de nuevo, como no existe interacción de calor entre el sistema y sus alrededores ($Q = 0$), el trabajo de la flecha (eje) realizado sobre el sistema debe presentarse como un incremento en la energía del sistema.

Algo notable es que la temperatura del aire aumenta cuando se comprime (Fig. 2-44) debido a que la energía se transfiere al aire en forma de trabajo a través de la frontera. En ausencia de transferencia de calor ($Q = 0$), todo el trabajo de frontera se almacena en el aire como parte de su energía total. El principio de conservación de la energía dicta que el incremento en la energía del sistema debe ser igual al trabajo de frontera realizado sobre el sistema.

Es posible extender estos criterios a sistemas en los que se tienen al mismo tiempo varias interacciones de calor y trabajo. Por ejemplo, si un sistema gana 12 kJ de calor durante un proceso mientras que el trabajo realizado sobre él es de 6 kJ, el incremento en la energía del sistema durante el proceso es de 18 kJ (Fig. 2-45). Es decir, el cambio en la energía de un sistema durante un proceso es igual a la transferencia neta de energía hacia (o desde) el sistema.

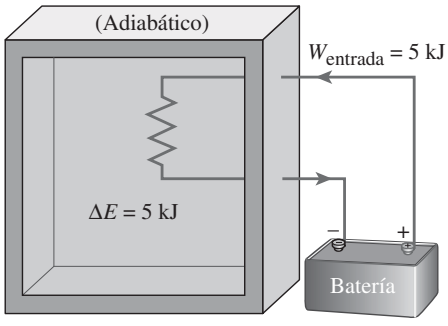


Figura 2-42
El trabajo (eléctrico) hecho sobre un sistema adiabático es igual al incremento en la energía del sistema.

Balance de energía

De acuerdo con el análisis anterior, el principio de conservación de la energía se expresa como: *el cambio neto (aumento o disminución) de la energía total*

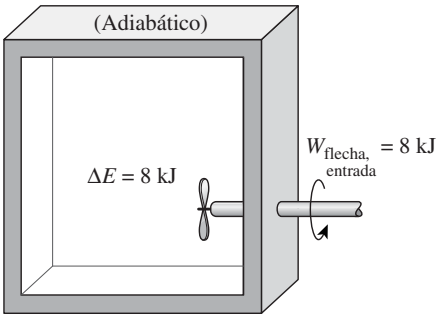


Figura 2-43
El trabajo (flecha) realizado sobre un sistema adiabático es igual al incremento en la energía del sistema.

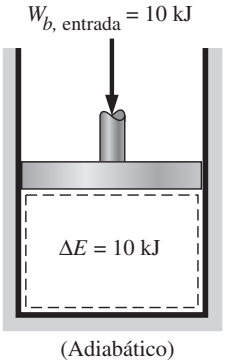


Figura 2-44
El trabajo (de frontera) realizado sobre un sistema adiabático es igual al incremento en la energía del sistema.

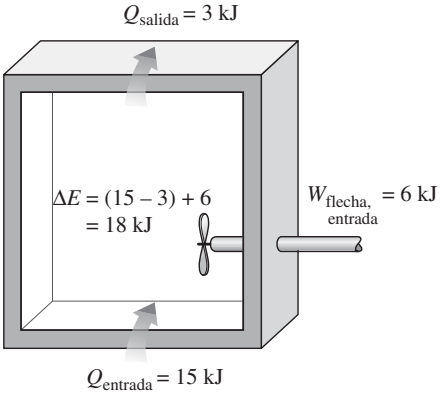


Figura 2-45
El cambio de energía de un sistema durante un proceso es igual al trabajo y la transferencia de calor *neto* entre el sistema y el exterior.

del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso. Es decir,

$$\begin{pmatrix}\text{Energía total que}\\ \text{entra al sistema}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Energía total que}\\ \text{sale del sistema}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Cambio en la energía}\\ \text{total del sistema}\end{pmatrix}$$

o

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$$

Esta relación es más conocida como **balance de energía** y es aplicable a cualquier tipo de sistema que experimenta cualquier clase de proceso. El uso exitoso de esta relación para resolver problemas de ingeniería depende de la comprensión de las distintas formas de energía y de reconocer los modos como ésta se transfiere.

Incremento de la energía de un sistema, $\Delta E_{\text{sistema}}$

Para determinar el cambio de energía de un sistema durante un proceso se requiere evaluar la energía del sistema al principio y al final del proceso y encontrar su diferencia. Es decir,

$$\text{Incremento de la energía} = \text{Energía en el estado final} - \text{Energía en el estado inicial}$$

o

$$\Delta E_{\text{sistema}} = E_{\text{final}} - E_{\text{inicial}} = E_2 - E_1 \qquad \textbf{(2-32)}$$

Observe que la energía es una propiedad y el valor de una propiedad no cambia a menos que cambie el estado del sistema. Por lo tanto, el cambio de energía de un sistema es cero si el estado no se modifica durante el proceso. También, es posible que exista energía en numerosas formas: interna (energía cinética de las moléculas, latente, química y nuclear), cinética, potencial, eléctrica y magnética, por lo que la suma de ellas constituye la *energía total E* de un sistema. En ausencia de efectos eléctricos, magnéticos y de tensión superficial (para sistemas simples compresibles), el cambio en la energía total del sistema durante un proceso es la suma de los cambios en sus energías interna, cinética y potencial, lo cual se expresa como

$$\Delta E = \Delta U + \Delta \text{EC} + \Delta \text{EP} \qquad \textbf{(2-33)}$$

donde

$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$
$$\Delta \text{EC} = \tfrac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2)$$
$$\Delta \text{EP} = mg(z_2 - z_1)$$

Cuando se especifican los estados inicial y final, los valores de las energías internas específicas u_1 y u_2 se determinan directamente de las tablas de propiedades o de las relaciones de propiedades termodinámicas.

La mayor parte de los sistemas encontrados en la práctica son estacionarios, es decir, no tienen que ver con cambios en su velocidad o elevación durante un proceso (Fig. 2-46). Así, para **sistemas estacionarios**, los cambios en las energías cinética y potencial son cero (es decir, $\Delta \text{EC} = \Delta \text{EP} = 0$), y la relación del cambio de energía total en la ecuación 2-33 se reduce a $\Delta E = \Delta U$ para tales sistemas. También, la energía de un sistema durante un proceso cambiará incluso si únicamente una forma de su energía cambia mientras que las otras permanecen sin alteración.

Mecanismos de transferencia de energía, $E_{entrada}$ y E_{salida}

La energía se puede transferir hacia o desde un sistema en tres formas: *calor*, *trabajo* y *flujo másico*. Las interacciones de energía se reconocen en las fronteras del sistema cuando lo cruzan, y representan la energía que gana o pierde un sistema durante un proceso. Las únicas dos formas de interacción de la energía relacionadas con una masa fija o sistema cerrado son las *transferencias de calor* y *de trabajo.*

1. **Transferencia de calor,** Q La transferencia de calor hacia un sistema (ganancia de calor) incrementa la energía de las moléculas y por lo tanto la del sistema; asimismo, la transferencia de calor desde un sistema (pérdida de calor) la disminuye, ya que la energía transferida como calor viene de la energía de las moléculas del sistema.
2. **Transferencia de trabajo,** W Una interacción de energía que no es causada por una diferencia de temperatura entre un sistema y el exterior es trabajo. Un émbolo ascendente, un eje rotatorio y un alambre eléctrico que cruzan la frontera del sistema se relacionan con interacciones de trabajo. La transferencia de trabajo a un sistema (es decir, el trabajo realizado sobre un sistema) incrementa la energía de éste, mientras que la transferencia de trabajo desde un sistema (es decir, el trabajo realizado por el sistema) la disminuye, puesto que la energía transferida como trabajo viene de la energía contenida en el sistema. Los motores de automóviles y las turbinas hidráulicas, de vapor o de gas, producen trabajo mientras que los compresores, las bombas y los mezcladores consumen trabajo.
3. **Flujo másico,** m El flujo másico que entra y sale del sistema funciona como un mecanismo adicional de transferencia de energía. Cuando entra masa a un sistema, la energía de éste aumenta debido a que la masa lleva consigo energía (de hecho, la masa es energía). De igual modo, cuando una cantidad de masa sale del sistema, la energía de éste disminuye porque la masa que sale saca algo de energía consigo. Por ejemplo, cuando cierta cantidad de agua caliente sale de un calentador y es reemplazada por agua fría en la misma cantidad, el contenido de energía del tanque de agua caliente (el volumen de control) disminuye como resultado de esta interacción de masa (Fig. 2-47).

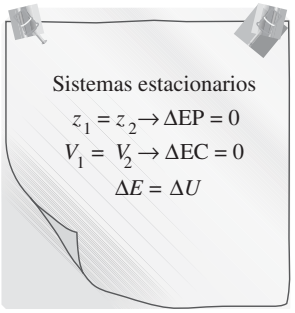


Figura 2-46

Para sistemas estacionarios, $\Delta EC = \Delta EP = 0$; así $\Delta E = \Delta U$.

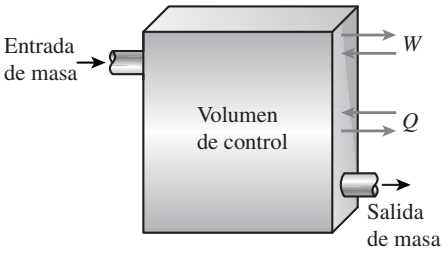


Figura 2-47

El contenido de energía de un volumen de control se cambia con el flujo de masa, así como con las interacciones de calor y trabajo.

Como la energía puede ser transferida en las formas de calor, trabajo y masa, y su transferencia neta es igual a la diferencia entre las cantidades transferidas hacia dentro y hacia fuera, el balance de energía se expresa de modo más explícito como

$$\begin{aligned} E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} &= (Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}) + (W_{\text{entrada}} - W_{\text{salida}}) + (E_{\text{masa,entrada}} - E_{\text{masa,salida}}) \\ &= \Delta E_{\text{sistema}} \end{aligned} \quad \textbf{(2-34)}$$

donde los subíndices "entrada" y "salida" denotan cantidades que entran y salen del sistema, respectivamente. Los seis valores del lado derecho de la ecuación representan "cantidades" y, por lo tanto, son medidas *positivas*. La dirección de cualquier transferencia de energía se describe por los subíndices "entrada" y "salida".

La transferencia de calor Q es cero para sistemas adiabáticos, la transferencia de trabajo W es cero para sistemas en los que no intervienen interacciones de trabajo, y el transporte de energía con E_{masa} es cero para sistemas sin flujo másico a través de su frontera (es decir, sistemas cerrados).

El balance de energía para un sistema que experimenta cualquier clase de proceso se expresa de manera compacta como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{mediante calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \quad \text{(kJ)} \tag{2-35}$$

o, en la **forma de tasa**, como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de}\\ \text{energía por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \quad \text{(kW)} \tag{2-36}$$

Para tasas constantes, las cantidades totales durante un intervalo de tiempo Δt se relacionan con las cantidades por unidad de tiempo mediante

$$Q = \dot{Q}\,\Delta t, \quad W = \dot{W}\,\Delta t \quad \text{y} \quad \Delta E = (dE/dt)\,\Delta t \quad \text{(kJ)} \tag{2-37}$$

El balance de energía se puede expresar **por unidad de masa** como

$$e_{\text{entrada}} - e_{\text{salida}} = \Delta e_{\text{sistema}} \quad \text{(kJ/kg)} \tag{2-38}$$

que se obtiene dividiendo todas las cantidades de la ecuación 2-35 entre la masa m del sistema. El balance de energía se puede expresar también en forma diferencial como

$$\delta E_{\text{entrada}} - \delta E_{\text{salida}} = dE_{\text{sistema}} \quad \text{o} \quad \delta e_{\text{entrada}} - \delta e_{\text{salida}} = de_{\text{sistema}} \tag{2-39}$$

Para un sistema cerrado que experimenta un **ciclo**, los estados inicial y final son idénticos, por lo que $\Delta E_{\text{sistema}} = E_2 - E_1 = 0$. Entonces, el balance de energía para un ciclo se simplifica a $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = 0$ o $E_{\text{entrada}} = E_{\text{salida}}$. Puesto que en un sistema cerrado no se tiene flujo másico en sus fronteras, el balance de energía para un ciclo se expresa en términos de interacciones de calor y de trabajo como

$$W_{\text{neto,salida}} = Q_{\text{neto,entrada}} \quad \text{o} \quad \dot{W}_{\text{neto,salida}} = \dot{Q}_{\text{neto,entrada}} \quad \text{(para un ciclo)} \tag{2-40}$$

Es decir, la salida neta de trabajo durante un ciclo es igual a la entrada neta de calor (Fig. 2-48).

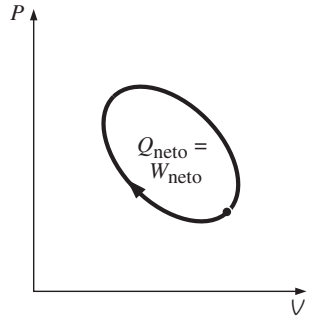


Figura 2-48
Para un ciclo $\Delta E = 0$, por lo tanto $Q = W$.

EJEMPLO 2-10 Enfriamiento de un fluido caliente en un recipiente

Un recipiente rígido contiene un fluido caliente que se enfría mientras es agitado por un ventilador. Al inicio, la energía interna del fluido es de 800 kJ, pero durante el proceso de enfriamiento pierde 500 kJ de calor. Por su parte, la rueda realiza 100 kJ de trabajo sobre el fluido. Determine la energía interna final del fluido e ignore la energía almacenada en el ventilador.

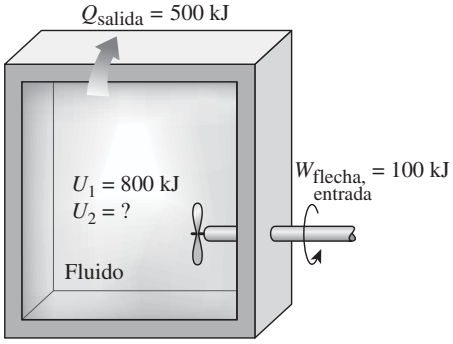


Figura 2-49
Esquema para el ejemplo 2-10.

Solución Un fluido en un recipiente rígido pierde calor mientras se agita. Se determinará la energía interna final del fluido.

Suposiciones **1** El recipiente es estacionario, de modo que los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$. Por consiguiente, $\Delta E = \Delta U$ y la energía interna es la única forma de energía del sistema que puede cambiar durante este proceso. **2** La energía almacenada en el ventilador es insignificante.

Análisis Considere el contenido del recipiente como el *sistema* (Fig. 2-49), el cual es *cerrado* puesto que ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso. Se observa que el volumen de un recipiente rígido es constante y por lo tanto no hay trabajo a través de la frontera móvil. Asimismo, se pierde calor del sistema y se realiza trabajo de flecha sobre el sistema. Al aplicar el balance de energía sobre el sistema, se obtiene

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$W_{\text{flecha,entrada}} - Q_{\text{salida}} = \Delta U = U_2 - U_1$$

$$100\ \text{kJ} - 500\ \text{kJ} = U_2 - 800\ \text{kJ}$$

$$U_2 = \mathbf{400\ kJ}$$

Por lo tanto, la energía interna final del sistema es de 400 kJ.

EJEMPLO 2-11 Aceleración de aire mediante un ventilador

Un ventilador en funcionamiento consume 20 W de potencia eléctrica descarga aire del cuarto a ventilarse a una tasa de 1.0 kg/s y una velocidad de descarga de 8 m/s (Fig. 2-50). Determine si esta afirmación es razonable.

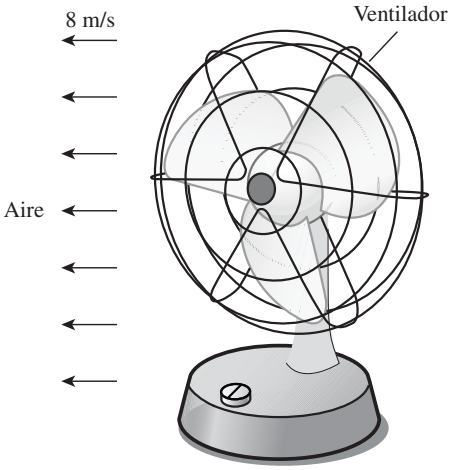


Figura 2-50
Esquema para el ejemplo 2-11.

Solución Un ventilador incrementa la velocidad del aire a un valor especificado mientras consume potencia eléctrica a una velocidad determinada. Se investigará la validez de esta afirmación.

Suposiciones Como el cuarto está relativamente en calma, es insignificante la velocidad del aire ahí contenido.

Análisis Se examinan las conversiones de energía del caso: el motor del ventilador convierte parte de la potencia eléctrica que consume en potencia mecánica (flecha) empleada para hacer girar las aspas del ventilador. Las aspas están diseñadas para transmitir al aire una porción grande de la potencia mecánica de la flecha para moverlo. En el caso ideal de una permanente operación con ausencia de pérdidas (sin conversión de energía eléctrica y mecánica en energía térmica), la entrada de potencia eléctrica será igual a la tasa de incremento de la energía cinética del aire. Por lo tanto, para un volumen de control que encierra al motor, el balance de energía se expresa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt \nearrow^{0\,(\text{permanente})}}_{\substack{\text{Tasa de cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} = 0 \quad \rightarrow \quad \dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{W}_{\text{eléctrico,entrada}} = \dot{m}_{\text{aire}}\text{ec}_{\text{salida}} = \dot{m}_{\text{aire}}\frac{V_{\text{salida}}^2}{2}$$

Si se despeja y sustituye V_{salida} se obtiene la velocidad máxima de salida de aire

$$V_{\text{salida}} = \sqrt{\frac{2\dot{W}_{\text{eléctrico,entrada}}}{\dot{m}_{\text{aire}}}} = \sqrt{\frac{2(20\ \text{J/s})}{1.0\ \text{kg/s}}\left(\frac{1\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{J/kg}}\right)} = 6.3\ \text{m/s}$$

lo cual es menor a 8 m/s. Por lo tanto, la afirmación es **falsa**.

Comentario El principio de conservación de la energía requiere que la energía se conserve cuando se convierte de una a otra forma y no permite que ninguna energía se cree ni se destruya durante un proceso. Desde el punto de vista de la primera ley, no hay ningún error con la conversión de toda la energía eléctrica en energía cinética. Por lo tanto, la primera ley no tiene objeción en que la velocidad del aire alcance 6.3 m/s, pero éste es el límite superior. Cualquier afirmación de una velocidad mayor a este límite viola la primera ley y por lo tanto es imposible. En realidad, la velocidad del aire será considerablemente menor que 6.3 m/s como resultado de las pérdidas relacionadas con la conversión de energía eléctrica en energía mecánica de flecha y la conversión de ésta en energía cinética del aire.

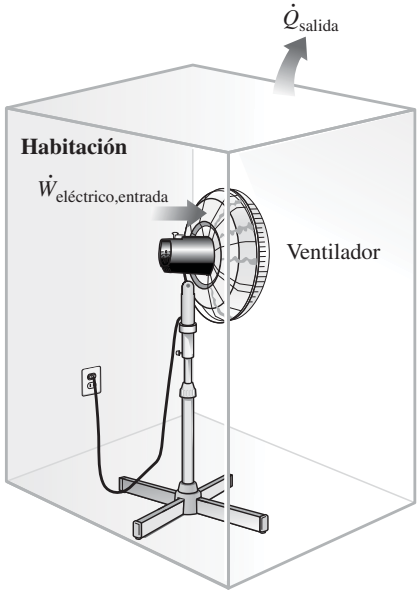


Figura 2-51
Esquema para el ejemplo 2-12.

EJEMPLO 2-12 Efecto de calentamiento de un ventilador

Una habitación se encuentra inicialmente a la temperatura ambiente de 25 °C, pero se enciende un gran ventilador que consume 200 W de electricidad cuando está funcionando (Fig. 2-51). La tasa de transferencia de calor entre el aire de la habitación y el exterior se da como $\dot{Q} = UA(T_i - T_o)$ donde $U = 6$ W/m$^2 \cdot$ °C que representa el coeficiente de transferencia de calor global, mientras, $A = 30$ m^2 es la superficie expuesta de la habitación y T_i y T_o son las temperaturas del aire en el interior y el exterior, respectivamente. Determine la temperatura del aire en el interior cuando se alcance el régimen estacionario de funcionamiento.

Solución Se enciende un gran ventilador y se mantiene funcionando en una habitación cuyo calor perdido va hacia el exterior. La temperatura del aire interior se determinará cuando se alcancen condiciones de operación estacionarias.

Suposiciones **1** La transferencia de calor por el piso es insignificante y, **2** aparte de ésta, no hay otras interacciones de energía.

Análisis La electricidad consumida por el ventilador es la energía que entra a la habitación, por lo que ésta gana energía a una tasa de 200 W. Como resultado, la temperatura del aire en el interior tiende a subir, pero a medida que ésta aumenta la tasa de pérdida de calor desde la habitación se incrementa hasta que es igual al consumo de potencia eléctrica. En este punto, la temperatura del aire en el interior y por lo tanto el contenido de energía de la habitación, permanecen constantes, mientras la conservación de energía para la habitación se convierte en

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{mediante calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt \nearrow^{0\,(\text{permanente})}}_{\substack{\text{Tasa de cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética y potencial, etcétera}}} = 0 \quad \rightarrow \quad \dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{W}_{\text{eléctrico,entrada}} = \dot{Q}_{\text{salida}} = UA(T_i - T_o)$$

Al sustituir, se obtiene

$$200\ \text{W} = (6\ \text{W/m}^2 \cdot {}^\circ\text{C})(30\ \text{m}^2)(T_i - 25\ {}^\circ\text{C})$$

Esto da

$$T_i = \mathbf{26.1}\ {}^\circ\text{C}$$

Por lo tanto, la temperatura del aire en el interior del cuarto permanecerá constante después de alcanzar los 26.1 °C.

Comentario Un ventilador de 200 W calienta una habitación del mismo modo que un calentador con una resistencia de 200 W. En el caso de un ventilador, el motor convierte parte de la energía eléctrica en energía mecánica para que gire la flecha mientras que el resto se disipa en forma de calor hacia el aire de la habitación como resultado de la ineficiencia del motor (ningún motor convierte 100 por ciento de la energía eléctrica que recibe en energía mecánica, aunque algunos motores grandes se acercan con una eficiencia de conversión de más de 97 por ciento). Parte de la energía mecánica de la flecha se convierte en energía cinética del aire a través de las aspas, para después convertirse en energía térmica cuando las moléculas de aire disminuyen su velocidad debido al rozamiento. Al final, toda la energía eléctrica que emplea el motor del ventilador se convierte en energía térmica del aire, lo cual se manifiesta como un aumento de temperatura.

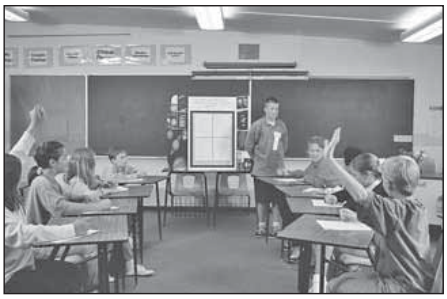


Figura 2-52
Iluminación de un salón de clases con lámparas fluorescentes, según se explicó en el ejemplo 2-13.

© *PhotoLink/Getty Images RF.*

EJEMPLO 2-13 Costo anual de la iluminación de un salón de clases

Para iluminar un salón de clases se utilizan 30 lámparas fluorescentes, cada una con un consumo de 80 W de electricidad (Fig. 2-52). Las luces se mantienen encendidas durante 12 horas al día y 250 días por año. Para un costo

de electricidad de 11 centavos por kWh, determine el costo anual de energía y explique los efectos que la iluminación tendrá sobre la calefacción y el sistema de aire acondicionado del aula.

Solución Se piensa iluminar un aula mediante lámparas fluorescentes. Se determinará el costo anual de la electricidad para iluminación y se analizará el efecto que ésta tendrá en la calefacción y en el sistema de aire acondicionado.

Suposiciones El efecto de las fluctuaciones de voltaje es insignificante porque cada lámpara fluorescente consume su potencia nominal.

Análisis La potencia eléctrica que consumen las lámparas cuando todas están encendidas y el número de horas por año que así se mantienen se expresa

$$\begin{aligned}\text{Potencia de iluminación} &= (\text{potencia que consume la lámpara}) \times (\text{número de lámparas})\\ &= (80\ \text{W/lámpara})(30\ \text{lámparas})\\ &= 2\,400\ \text{W} = 2.4\ \text{kW}\\ \text{Horas de operación} &= (12\ \text{h/día})(250\ \text{días/año}) = 3\,000\ \text{h/año}\end{aligned}$$

Entonces la cantidad y el costo de la electricidad consumida por año es

$$\begin{aligned}\text{Energía de iluminación} &= (\text{potencia de iluminación})(\text{horas de operación})\\ &= (2.4\ \text{kW})(3\,000\ \text{h/año}) = 7\,200\ \text{kWh/año}\\ \text{Costo de iluminación} &= (\text{energía de iluminación})(\text{costo unitario})\\ &= (7\,200\ \text{kWh/año})(\$0.11/\text{kWh}) = \mathbf{\$792/año}\end{aligned}$$

Las superficies absorben la luz que incide en ellas y ésta se convierte en energía térmica. Si se ignora la luz que escapa por las ventanas, los 2.4 kW de potencia eléctrica que consumen las lámparas en algún momento se vuelven parte de la energía térmica del salón, por lo tanto el sistema de iluminación reduce los requerimientos de calefacción en 2.4 kW, pero incrementa la carga del sistema de aire acondicionado en 2.4 kW.

Comentario El costo de iluminación para el aula es mayor a $800, lo que demuestra la importancia de las medidas de conservación de energía. Si se emplearan bombillas eléctricas incandescentes, los costos de iluminación se cuadruplicarían, ya que este tipo de lámparas usan cuatro veces más potencia para producir la misma cantidad de luz.

2-7 ▪ Eficiencia en la conversión de energía

Eficiencia es uno de los términos más usados en termodinámica, e indica qué tan bien se realiza un proceso de conversión o transferencia de energía. Asimismo, este término resulta uno de los que en general son mal usados en termodinámica, además de ser una fuente de malas interpretaciones. Esto se debe a que se usa sin una definición adecuada, lo cual se aclara a continuación y se definen algunas de las eficiencias más usadas en la práctica.

El desempeño o eficiencia se expresa en términos de la salida deseada y la entrada requerida de la siguiente manera:

$$\text{Desempeño} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Salida requerida}} \qquad \textbf{(2-41)}$$

Calentador de agua

Tipo	Eficiencia
Gas, ordinario	55%
Gas, alta eficiencia	62%
Eléctrico, ordinario	90%
Eléctrico, alta eficiencia	94%

Figura 2-53

Eficiencias representativas de calentadores de agua ordinarios, de alto rendimiento, eléctricos y de gas natural.

© The McGraw-Hill Companies, Inc./Christopher Kerrigan, photographer

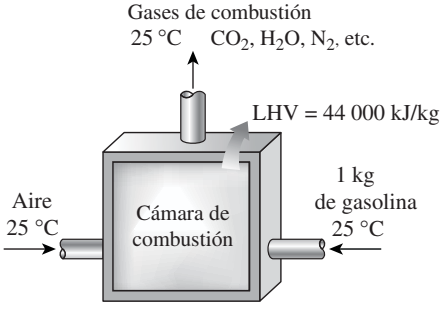


Figura 2-54

Definición del poder calorífico de la gasolina.

Si acude a una tienda a comprar un calentador de agua, un vendedor experto le dirá que la eficiencia de uno eléctrico es de alrededor de 90 por ciento (Fig. 2-53). Es posible que esto sea confuso dado que los dispositivos de calentamiento de los calentadores eléctricos son resistencias, y la eficiencia de éstas es de 100 por ciento porque convierten en energía térmica toda la energía eléctrica que consumen. El vendedor aclararía todo si explicara que las pérdidas de calor del depósito de agua caliente al aire circundante equivalen a 10 por ciento de la energía eléctrica consumida, y que la **eficiencia de un calentador de agua** se define como la relación entre *la energía que el agua caliente entrega a la casa* y *la energía suministrada al calentador de agua*. El vendedor puede incluso sugerir la compra de un calentador de agua más caro equipado con un mejor aislamiento cuya eficiencia es de 94 por ciento. Si el consumidor está informado y cuenta con una instalación de gas natural es probable que compre un calentador de gas cuya eficiencia es de sólo 55 por ciento, ya que cuesta casi lo mismo comprar e instalar una unidad de este tipo que una eléctrica, pero el costo anual de energía de la primera será mucho menor que el de la segunda.

Quizá se pregunte cómo se define la eficiencia para un calentador de agua a base de gas y por qué es mucho menor que la de un calentador eléctrico. Por regla general, la eficiencia de equipo que quema combustible se basa en el **poder calorífico del combustible**, el cual es *la cantidad de calor liberado cuando se quema por completo una unidad de combustible y los productos de la combustión se enfrían a la temperatura ambiente* (Fig. 2-54). Entonces el rendimiento del equipo de combustión se puede caracterizar por la **eficiencia de combustión**, la cual se define como

$$\eta_{\text{combustión}} = \frac{Q}{\text{HV}} = \frac{\text{Cantidad de calor liberado durante la combustión}}{\text{Poder calorífico del combustible quemado}} \quad \textbf{(2-42)}$$

Una eficiencia de combustión de 100 por ciento indica que el combustible se quema completamente y los gases residuales salen de la cámara de combustión a temperatura ambiente; en consecuencia, la cantidad de calor liberada durante un proceso de combustión es igual al poder calorífico del combustible.

La mayor parte de los combustibles contienen hidrógeno, que forma agua durante la combustión. El poder calorífico de un combustible será diferente dependiendo de si el agua en los productos de la combustión se halla en forma líquida o de vapor. El poder calorífico se denomina *poder calorífico inferior* o LHV (*lower heating value*) cuando el agua sale como vapor, y *poder calorífico superior* o HHV (*higher heating value*) cuando el agua en los gases de combustión se condensa por completo, de manera que también se recupera el calor de vaporización. La diferencia entre estos dos poderes caloríficos es igual al producto de la cantidad de agua y la entalpía de vaporización del agua a temperatura ambiente. Por ejemplo, los poderes caloríficos inferior y superior de la gasolina son 44 000 kJ/kg y 47 300 kJ/kg, respectivamente. Una definición de eficiencia debería dejar claro si se basa en el poder calorífico inferior o superior del combustible. Las eficiencias de los motores de automóviles y aviones a reacción normalmente se basan en *poderes caloríficos inferiores* pues regularmente el agua sale en forma de vapor en los gases de escape y resulta prácticamente imposible intentar recuperar el calor de vaporización. Por otro lado, las eficiencias de los hornos se basan en *poderes caloríficos superiores*.

La eficiencia de los sistemas de calefacción de edificios residenciales y comerciales se expresa comúnmente en términos de la **eficiencia anual de utilización de combustible**, o **EAUC**, la cual representa la eficiencia de combustión

y otras pérdidas como las de calor hacia áreas no calentadas, de encendido y de enfriamiento. La EAUC de la mayor parte de los nuevos sistemas de calefacción es aproximadamente de 85 por ciento, mientras que la de algunos viejos sistemas es inferior a 60 por ciento. La EAUC de algunos hornos nuevos de alta eficiencia es mayor a 96 por ciento, pero el alto costo de éstos no se justifica para localidades con inviernos ligeros a moderados. Estas eficiencias se logran al recuperar la mayor parte del calor contenido en los gases residuales, condensar el vapor de agua y descargar dichos gases con temperaturas bajas de 38 °C (o 100 °F) en lugar de casi 200 °C (o 400 °F) de los modelos estándar.

Para los *motores de automóvil* la salida de trabajo se entiende como la potencia entregada por el cigüeñal, pero para las centrales eléctricas el trabajo producido puede ser la potencia mecánica en la salida de la turbina, o la salida de potencia eléctrica del generador.

Un generador es un dispositivo que convierte energía mecánica en energía eléctrica, y su efectividad se caracteriza por la **eficiencia del generador**, que es la relación entre la *salida de potencia eléctrica* y la *entrada de potencia mecánica*. La *eficiencia térmica* de una central eléctrica, la cual es de primordial interés en termodinámica, se define como la relación entre la salida neta de trabajo en la flecha de la turbina y la entrada de calor al fluido de trabajo. Los efectos de otros factores se incorporan mediante la definición de una **eficiencia global** para la central eléctrica, a partir de la relación entre la *salida neta de potencia eléctrica* y la *tasa de entrada de energía del combustible*. Es decir,

$$\eta_{\text{global}} = \eta_{\text{combustión}}\,\eta_{\text{térmica}}\,\eta_{\text{generador}} = \frac{\dot{W}_{\text{neto,eléctrico}}}{\text{HHV} \times \dot{m}_{\text{neto}}} \qquad \textbf{(2-43)}$$

Las eficiencias globales están entre 26 y 30 por ciento para motores de automóviles de gasolina, entre 34 y 40 por ciento para los de diésel y entre 40 y 60 por ciento para las grandes centrales eléctricas.

De algún modo todo mundo está familiarizado con la conversión de energía eléctrica en *luz* mediante focos incandescentes, fluorescentes y lámparas de descarga de alta intensidad. La eficiencia para la conversión de electricidad en luz se define como la relación entre la energía convertida a luz y la energía eléctrica consumida. Por ejemplo, los focos incandescentes comunes convierten en luz casi 5 por ciento de la energía eléctrica que consumen, mientras el resto se disipa como calor y se suma a la carga de enfriamiento de los sistemas de aire acondicionado durante el verano. Sin embargo, es más común expresar la efectividad de este proceso de conversión mediante la **eficacia de iluminación**, la cual se define como la *cantidad de luz producida en lúmenes por W de electricidad consumida.*

En la tabla 2-1 se presenta la eficacia de diferentes sistemas de iluminación. Como se puede observar, una lámpara fluorescente compacta produce por W aproximadamente cuatro veces la luz de una incandescente y, en consecuencia, una fluorescente de 15 W puede reemplazar a otra incandescente de 60 W (Fig. 2-55). Además, una lámpara fluorescente compacta dura alrededor de 10 000 h, 10 veces la duración de una incandescente, y se conecta directamente en el mismo receptáculo de esta última. Así, a pesar de su elevado costo inicial, las fluorescentes compactas reducen los costos de iluminación al reducir de manera considerable el consumo de electricidad. Las lámparas de descarga de alta intensidad llenas de sodio proporcionan la mayor eficiencia de iluminación, pero su uso está limitado al exterior debido al tono amarillento de la luz que emiten.

Es posible definir la eficiencia de aparatos para cocer alimentos ya que convierten la energía eléctrica o química en calor. La **eficiencia de un apa-**

Tabla 2-1

Eficacia de diferentes sistemas de iluminación

Tipo de iluminación	Eficacia, lúmenes/W
Combustión	
Vela	0.3
Lámpara de queroseno	1-2
Incandescente	
Ordinaria	6-20
Halógeno	15-35
Fluorescente	
Compacto	40-87
Tubo	60-120
Descarga de alta intensidad	
Vapor de mercurio	40-60
Haluro metálico	65-118
Sodio a alta presión	85-140
Sodio a baja presión	70-200
Estado sólidos	
LED	20-160
OLED	15-60
Límite teórico	300*

* Este valor depende de la distribución espectral de la fuente ideal de la luz supuesta. Para fuentes de luz blanca, el límite superior es alrededor de 300 lm/W para haluro metálico, 350 lm/W para fluorescentes y 400 lm/W para LED. El máximo espectral tiene lugar a una longitud de onda de 555 nm (verde), con producción de luz de 683 lm/W.

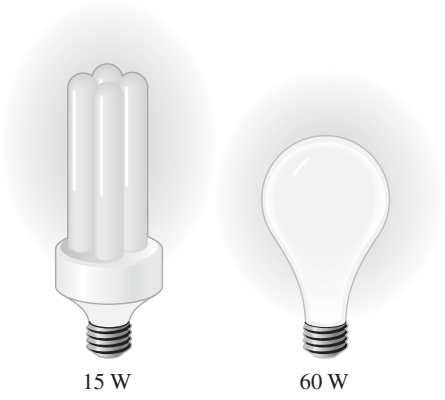
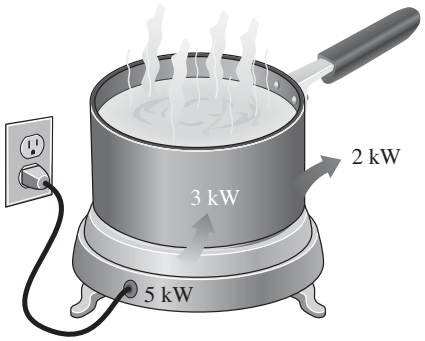


Figura 2-55

Una lámpara fluorescente compacta de 15 W provee mucha más luz que un foco incandescente de 60 W.



$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{Energía utilizada}}{\text{Energía suministrada al aparato}}$$

$$= \frac{3\ \text{kWh}}{5\ \text{kWh}} = 0.60$$

Figura 2-56

La eficiencia de un aparato de cocina representa la fracción de la energía suministrada a éste que se transfiere a la comida.

rato para cocinar se define como la relación entre *la energía útil transferida a los alimentos y la energía que consume el aparato* (Fig. 2-56). Las estufas eléctricas son más eficientes que las de gas, pero es mucho más barato cocinar con gas natural que con electricidad, debido al menor costo unitario del gas (tabla 2-2).

La eficiencia de cocción depende de los hábitos del usuario, así como de cada uno de los aparatos. Los hornos de convección y de microondas son inherentemente más eficientes que los hornos estándar: de media, los de convección ahorran aproximadamente *un tercio* y los de microondas *dos tercios* de la energía que usan los estándares. La eficiencia se incrementa con el uso de hornos más pequeños, ollas de presión, utensilios eléctricos de cocimiento lento para estofados y sopas, cacerolas más pequeñas, elementos calefactores más pequeños para cacerolas pequeñas en estufas eléctricas, sartenes de fondo plano sobre quemadores eléctricos para asegurar buen contacto, mantener limpias y brillantes las charolas de escurrimiento de los quemadores, descongelar los alimentos antes de cocinarlos, evitar el precalentamiento a menos que sea necesario, mantener las cacerolas tapadas durante la cocción, usar cronómetros y termómetros para evitar el sobrecalentamiento, emplear las características de autolimpieza de los hornos justo después de cocinar, y conservar limpias las superficies internas de los hornos de microondas.

Usar aparatos eficientes en relación con el uso de la energía y poner en práctica medidas para la conservación de ésta ayudan a ahorrar dinero y a proteger el **ambiente** al reducir la cantidad de contaminantes emitidos a la atmósfera por el uso de combustible tanto en casa como en las centrales eléctricas. La combustión de cada *termia de gas natural* produce 6.4 kg de dióxido de carbono, el cual provoca el cambio climático global; 4.7 gramos de óxidos de nitrógeno y 0.54 gramos de hidrocarburos, productores de esmog; 2.0 gramos de monóxido de carbono, que es tóxico, y 0.030 gramos de dióxido de azufre, causante de lluvia ácida. Cada termia de gas natural ahorrada no sólo elimina la emisión de estos contaminantes, sino que al mismo tiempo un consumidor promedio estadounidense ahorra $0.60. Cada kWh de electricidad de una central eléctrica que utiliza carbón no consumido ahorra el consumo de 0.4 kg de carbón y evita la emisión de 1.0 kg de CO_2 y de 15 gramos de SO_2.

Tabla 2-2

Costos de la energía para cocinar un guiso en diferentes electrodomésticos*

[Tomado de J. T. Amann, A. Wilson y K. Ackerly, *Consumer Guide to Home Energy Savings,* novena edición, Washington, DC, American Council of an Energy-Efficient Economy, 2007, p. 163]

Electrodoméstico para cocción	Temperatura de cocción	Tiempo de cocción	Energía usada	Costo de la energía
Horno eléctrico	350 °F (177 °C)	1 h	2.0 kWh	$0.19
Horno de convección (eléct.)	325 °F (163 °C)	45 min	1.39 kWh	$0.13
Horno de gas	350 °F (177 °C)	1 h	0.112 termia	$0.13
Sartén	420 °F (216 °C)	1 h	0.9 kWh	$0.09
Horno tostador	425 °F (218 °C)	50 min	0.95 kWh	$0.09
Olla eléctrica	200 °F (93 °C)	7 h	0.7 kWh	$0.07
Horno de microondas	"Alta"	15 min	0.36 kWh	$0.03

* Supone un costo unitario de 0.095/kWh de electricidad y $1.20/termia de gas.

EJEMPLO 2-14 Costo de la energía para cocinar con estufas eléctricas y de gas

La eficiencia de los aparatos para cocinar afecta la ganancia de calor interna puesto que un aparato ineficiente consume una mayor cantidad de energía para la misma tarea, mientras el exceso de energía consumida se manifiesta como calor en el espacio cercano. La eficiencia de los quemadores abiertos se determina como 73 por ciento para las unidades eléctricas y 38 por ciento para las de gas (Fig. 2-57). Considere un quemador eléctrico de 2 kW en un lugar donde el costo unitario de la electricidad y el gas natural es de \$0.09/kWh y \$1.20/termia, respectivamente. Determine la tasa de consumo de energía y el costo unitario de ésta, tanto para el quemador eléctrico como el de gas.

Solución Se considera la operación de estufas eléctricas y de gas. Se determinarán la tasa de consumo de energía y el costo unitario de la energía utilizada.

Análisis La eficiencia del calentador eléctrico es de 73 por ciento. Así, un quemador que consume 2 kW de electricidad dará

$$\dot{Q}_{\text{utilizada}} = (\text{entrada de energía}) \times (\text{eficiencia}) = (2\ \text{kW})(0.73) = \mathbf{1.46\ kW}$$

de energía útil. El costo unitario de la energía utilizada es inversamente proporcional a la eficiencia, y se determina a partir de

$$\text{Costo de la energía utilizada} = \frac{\text{Costo de energía consumida}}{\text{Eficiencia}} = \frac{\$0.09/\text{kWh}}{0.73} = \mathbf{\$0.123/kWh}$$

Si se toma en cuenta que la eficiencia de un quemador de gas es de 38 por ciento, la energía que entra a éste, el cual suministra energía utilizada a la misma tasa (1.46 kW), es

$$\dot{Q}_{\text{entrada,gas}} = \frac{\dot{Q}_{\text{utilizada}}}{\text{Eficiencia}} = \frac{1.46\ \text{kW}}{0.38} = \mathbf{3.84\ kW} \qquad (= 13\,100\ \text{Btu/h})$$

dado que 1 kW = 3 412 Btu/h. Por lo tanto, un quemador de gas debe tener una capacidad nominal de por lo menos 13 100 Btu/h para que funcione igual que el eléctrico.

Como 1 termia = 29.3 kWh, el costo unitario de la energía utilizada en el caso de un quemador de gas se determina como

$$\text{Costo de la energía utilizada} = \frac{\text{Costo de energía consumida}}{\text{Eficiencia}} = \frac{\$1.20/29.3\ \text{kWh}}{0.38} = \mathbf{\$0.108/kWh}$$

Comentario El costo del gas utilizado es menos de la mitad del costo unitario de la electricidad consumida. Por lo tanto, a pesar de su mayor eficiencia, cocinar con un quemador eléctrico costará 14 por ciento más en comparación con el de gas. Esto explica por qué los consumidores conscientes del costo siempre piden aparatos de gas, y por qué no es aconsejable usar electricidad para fines de calefacción.

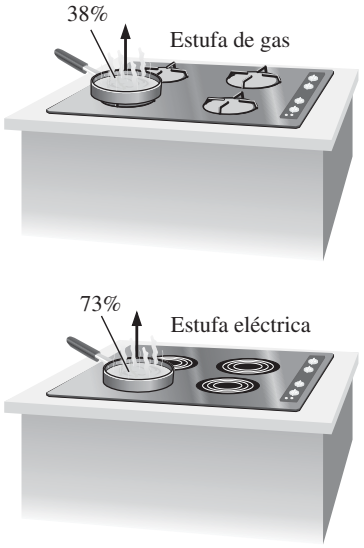
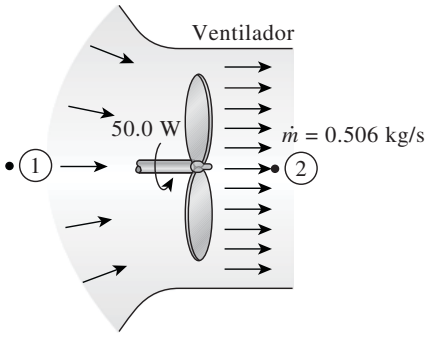


Figura 2-57
Esquema de la unidad de calentamiento eléctrico con una eficiencia de 73 por ciento y un quemador de gas con 38 por ciento, analizados en el ejemplo 2-14.

Eficiencia de dispositivos mecánicos y eléctricos

La transferencia de energía mecánica normalmente se lleva a cabo mediante una flecha rotatoria; de ahí que el trabajo mecánico se denomine *trabajo de flecha*. Una bomba o un ventilador reciben trabajo de flecha (comúnmente de un motor eléctrico) y lo transfieren al fluido como energía mecánica (menos las



$V_1 \times 0$, $V_2 = 12.1$ m/s
$z_1 = z_2$
$P_1 \approx P_{atm}$ y $P_2 \approx P_{atm}$

$$\eta_{\text{mecánica,ventilador}} = \frac{\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}}{\dot{W}_{\text{flecha,entrada}}} = \frac{\dot{m}V_2^2/2}{\dot{W}_{\text{flecha,entrada}}}$$
$$= \frac{(0.506 \text{ kg/s})(12.1 \text{ m/s})^2/2}{50.0 \text{ W}}$$
$$= 0.741$$

Figura 2-58

La eficiencia mecánica de un ventilador es la relación entre la energía cinética del aire que sale del ventilador y la entrada de potencia mecánica.

pérdidas por fricción). Por otro lado, una turbina convierte la energía mecánica de un fluido en trabajo de flecha. En ausencia de irreversibilidades como la fricción, la energía mecánica se puede convertir por completo de una forma de energía mecánica a otra, y la **eficiencia mecánica** de un dispositivo o proceso se puede definir como (Fig. 2-58)

$$\eta_{\text{mecánica}} = \frac{\text{Salida de energía mecánica}}{\text{Entrada de energía mecánica}} = \frac{E_{\text{mecánica,salida}}}{E_{\text{mecánica,entrada}}} = 1 - \frac{E_{\text{mecánica,pérdida}}}{E_{\text{mecánica,entrada}}} \quad \textbf{(2-44)}$$

Una eficiencia de conversión menor a 100 por ciento indica que la conversión es menos perfecta y han ocurrido algunas pérdidas durante ésta; una eficiencia mecánica de 97 por ciento indica que 3 por ciento del aporte de energía mecánica se convirtió en energía térmica como resultado del calentamiento por fricción, lo cual se manifiesta como un ligero aumento en la temperatura del fluido.

Regularmente, en los sistemas de fluidos el interés se halla en incrementar en un fluido la presión, la velocidad y/o la elevación. Esto se consigue mediante el *suministro de energía mecánica* al fluido con una bomba, un ventilador o un compresor (nos referiremos a todos como bombas). O bien, el interés está en el proceso inverso de *extraer energía mecánica* de un fluido mediante una turbina y producir potencia mecánica en la forma de una flecha que gira y propulsa un generador o cualquier otro dispositivo rotatorio. El grado de perfección del proceso de conversión entre el trabajo mecánico suministrado o extraído y la energía mecánica del fluido se expresa mediante la **eficiencia de bomba** y la **eficiencia de turbina**, definidas como

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{\text{Incremento de energía mecánica del fluido}}{\text{Entrada de energía mecánica}} = \frac{\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}}{\dot{W}_{\text{flecha,entrada}}} = \frac{\dot{W}_{\text{bomba},u}}{\dot{W}_{\text{bomba}}} \quad \textbf{(2-45)}$$

donde $\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}} = \dot{E}_{\text{mecánica,salida}} - \dot{E}_{\text{mecánica,entrada}}$ es la tasa de incremento en la energía mecánica del fluido, el cual equivale a la **potencia de bombeo útil** $\dot{W}_{\text{bomba},u}$ suministrada al fluido, y

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{\text{Salida de energía mecánica}}{\text{Disminución de energía mecánica del fluido}} = \frac{\dot{W}_{\text{flecha,salida}}}{|\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}|} = \frac{\dot{W}_{\text{turbina}}}{\dot{W}_{\text{turbina},e}} \quad \textbf{(2-46)}$$

donde $|\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}| = \dot{E}_{\text{mecánica,entrada}} - \dot{E}_{\text{mecánica,salida}}$ es la tasa de disminución en la energía mecánica del fluido, equivalente a la potencia mecánica extraída del fluido por la turbina $\dot{W}_{\text{turbina},e}$, y se usa el signo de valor absoluto para evitar valores negativos en la eficiencia. En bombas o turbinas, una eficiencia de 100 por ciento indica conversión perfecta entre el trabajo de flecha y la energía mecánica del fluido, valor al que es posible aproximarse (pero nunca alcanzar) cuando se reducen los efectos de fricción.

La energía eléctrica se convierte comúnmente en *energía mecánica rotatoria* mediante motores eléctricos para impulsar ventiladores, compresores, brazos robóticos, arrancadores de automóviles, etc. La efectividad de este proceso de conversión se caracteriza por la *eficiencia del motor* η_{motor}, que es la relación entre la *salida de energía mecánica* del motor y la *entrada de energía eléctrica*. La eficiencia de motores a plena carga varía entre alrededor de 35 por ciento para motores pequeños y más de 97 por ciento para los grandes de alta eficiencia. La diferencia entre la energía eléctrica consumida y la energía mecánica entregada se disipa como calor de desecho.

La eficiencia mecánica no debe confundirse con la **eficiencia del motor** y la **eficiencia del generador**, definidas como

Motor:
$$\eta_{\text{motor}} = \frac{\text{Salida de potencia mecánica}}{\text{Entrada de potencia eléctrica}} = \frac{\dot{W}_{\text{flecha,salida}}}{\dot{W}_{\text{eléctrica,entrada}}} \quad \textbf{(2-47)}$$

y

Generador:
$$\eta_{\text{generador}} = \frac{\text{Salida de potencia eléctrica}}{\text{Entrada de potencia mecánica}} = \frac{\dot{W}_{\text{eléctrica,salida}}}{\dot{W}_{\text{flecha,entrada}}} \quad \textbf{(2-48)}$$

Una bomba normalmente viene provista de un motor, y una turbina de un generador. Por lo tanto, normalmente el interés está en la **eficiencia combinada** o **global** de las combinaciones entre bomba-motor y turbina-generador (Fig. 2-59), lo cual se define como

$$\eta_{\text{bomba-motor}} = \eta_{\text{bomba}}\eta_{\text{motor}} = \frac{\dot{W}_{\text{bomba},u}}{\dot{W}_{\text{eléctrica,entrada}}} = \frac{\Delta\dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}}{\dot{W}_{\text{eléctrica,entrada}}} \quad \textbf{(2-49)}$$

y

$$\eta_{\text{turbina-generador}} = \eta_{\text{turbina}}\eta_{\text{generador}} = \frac{\dot{W}_{\text{eléctrica,salida}}}{\dot{W}_{\text{turbina},e}} = \frac{\dot{W}_{\text{eléctrica,salida}}}{|\Delta\dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}|} \quad \textbf{(2-50)}$$

Las eficiencias recién definidas varían entre 0 y 100 por ciento: el límite inferior de 0 por ciento corresponde a la conversión de toda la energía mecánica o eléctrica que entra en energía térmica, y el dispositivo en este caso funciona como un calentador de resistencia. El límite superior de 100 por ciento corresponde al caso de conversión perfecta sin fricción u otras irreversibilidades y, por lo tanto, ninguna conversión de energía mecánica o eléctrica en energía térmica.

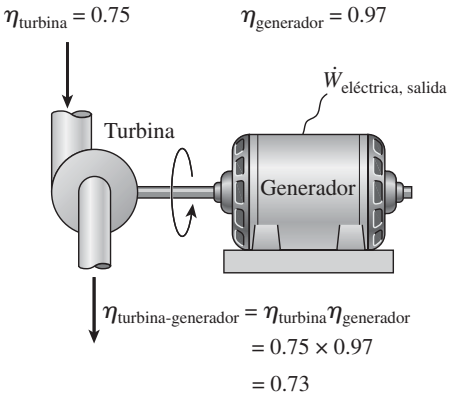


Figura 2-59
La eficiencia global de un conjunto de turbina y generador es el producto de las eficiencias de una y otro, y representa la fracción de la energía mecánica del fluido convertida en energía eléctrica.

EJEMPLO 2-15 Generación de potencia en una central hidráulica

Se va a generar potencia eléctrica instalando un generador de turbina hidráulica en un sitio ubicado a 70 m debajo de la superficie libre de un embalse grande de agua que puede suministrar agua a razón de 1 500 kg/s uniformemente (Fig. 2-60). Si la salida de potencia mecánica de la turbina es de 800 kW y la generación de potencia eléctrica es de 750 kW, determine la eficiencia de la turbina y la eficiencia combinada turbina-generador de esta planta. Ignore las pérdidas en tuberías.

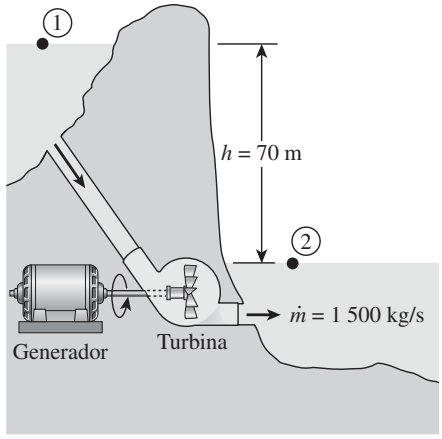


Figura 2-60
Esquema para el ejemplo 2-15.

Solución Para generar electricidad, se instalará un conjunto turbina-generador en la parte baja de un gran embalse. Se va a determinar la eficiencia combinada de la turbina-generador y la eficiencia de la turbina.

Suposiciones **1** La elevación del agua en el embalse permanece constante. **2** La energía mecánica del agua a la salida de la turbina es insignificante.

Análisis Se toma la superficie libre del agua en el embalse como el punto 1 y a la salida de la turbina como el 2. Se toma también la salida de la turbina como el nivel de referencia ($z_2 = 0$) de manera que las energías potenciales 1 y 2 sean $\text{ep}_1 = gz_1$ y $\text{ep}_2 = 0$. La energía de flujo P/ρ en ambos puntos es cero ya que 1 y 2 están abiertos a la atmósfera ($P_1 = P_2 = P_{\text{atm}}$). Además, la energía cinética en ambos puntos es cero ($\text{ec}_1 = \text{ec}_2 = 0$) ya que el agua en el punto 1 está prácticamente sin movimiento, y se supone que la energía cinética del agua a la salida de la turbina es muy pequeña. La energía potencial del agua en el punto 1 es

$$\text{ep}_1 = gz_1 = (9.81\ \text{m/s}^2)(70\ \text{m})\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = 0.687\ \text{kJ/kg}$$

Entonces la tasa a la cual se suministra energía mecánica del agua hacia la turbina es

$$|\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}| = \dot{m}(e_{\text{mecánica,entrada}} - e_{\text{mecánica,salida}}) = \dot{m}(\text{ep}_1 - 0) = \dot{m}\text{ep}_1$$
$$= (1\,500\ \text{kg/s})(0.687\ \text{kJ/kg})$$
$$= 1\,031\ \text{kW}$$

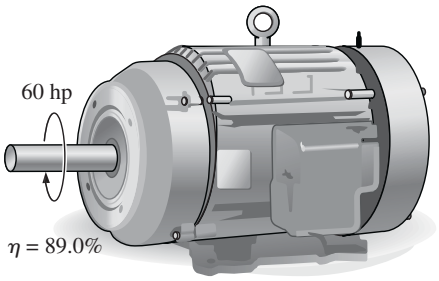
La eficiencia combinada de la turbina-generador y la eficiencia de la turbina se determinan a partir de sus definiciones

$$\eta_{\text{turbina-gen}} = \frac{\dot{W}_{\text{eléctrica,salida}}}{|\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}|} = \frac{750\ \text{kW}}{1\,031\ \text{kW}} = 0.727 \quad \text{o} \quad \mathbf{72.7\%}$$

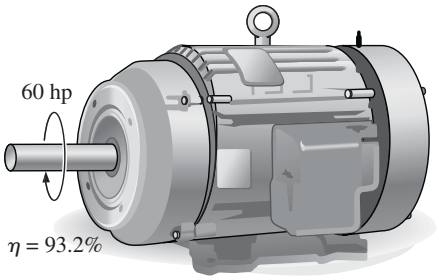
$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{\dot{W}_{\text{eléctrica,salida}}}{|\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}|} = \frac{800\ \text{kW}}{1\,031\ \text{kW}} = 0.776 \quad \text{o} \quad \mathbf{77.6\%}$$

Por lo tanto, el embalse suministra 1 031 kW de energía mecánica hacia la turbina, donde ésta convierte 800 kW como potencia de flecha que impulsa al generador, donde se obtienen 750 kW de potencia eléctrica.

Comentario Este problema se puede también resolver tomando el punto 1 como el de entrada a la turbina, y usando la energía de flujo en vez de la energía potencial. De esta forma se obtiene el mismo resultado, ya que la energía de flujo a la entrada de la turbina es igual a la energía potencial en la superficie libre del lago.



Motor estándar



Motor de alta eficiencia

Figura 2-61
Esquema para el ejemplo 2-16.

EJEMPLO 2-16 Ahorros de costo relacionados con motores de alta eficiencia

Un motor eléctrico de 60 hp (es decir, que entrega 60 hp de potencia de flecha a plena carga) con una eficiencia de 89 por ciento está inservible y debe ser reemplazado por otro de alta eficiencia: 93.2 por ciento (Fig. 2-61). El motor opera 3 500 horas al año a plena carga. Tomando el costo unitario de la electricidad como $0.08/kWh, determine la cantidad de energía y dinero ahorrado como resultado de instalar el motor de alta eficiencia en lugar del estándar. También determine el periodo de retorno simple si los precios de compra de los motores estándar y de alta eficiencia son de $4 520 y $5 160, respectivamente.

Solución Se reemplazará un motor inservible estándar por uno de alta eficiencia y se determinará la cantidad de energía eléctrica y el dinero ahorrado, así como el periodo de retorno simple.

Suposiciones El factor de carga del motor permanece constante en 1 (plena carga) mientras opera.

Análisis La potencia eléctrica que extrae cada motor y su diferencia se expresan como

$$\dot{W}_{\text{eléctrica entrada,estándar}} = \dot{W}_{\text{flecha}}/\eta_{\text{estándar}} = (\text{potencia nominal})(\text{factor de carga})/\eta_{\text{estándar}}$$
$$\dot{W}_{\text{eléctrica entrada,eficiente}} = \dot{W}_{\text{flecha}}/\eta_{\text{eficiente}} = (\text{potencia nominal})(\text{factor de carga})/\eta_{\text{eficiente}}$$
$$\text{Ahorro de energía} = \dot{W}_{\text{eléctrica entrada,estándar}} - \dot{W}_{\text{eléctrica entrada,eficiente}}$$
$$= (\text{potencia nominal})(\text{factor de carga})(1/\eta_{\text{estándar}} - 1/\eta_{\text{eficiente}})$$

donde $\eta_{\text{estándar}}$ es la eficiencia del motor estándar y $\eta_{\text{eficiente}}$ es la del de alta eficiencia. Entonces la energía anual y los ahorros de costo relacionados con la instalación del motor de alta eficiencia son

$$\begin{aligned}\text{Costos de energía} &= (\text{ahorros de potencia})(\text{horas de operación})\\ &= (\text{potencia nominal})(\text{horas de operación})\\ &\quad (\text{factor de carga})(1/\eta_{\text{estándar}} - 1/\eta_{\text{eficiente}})\\ &= (60\text{ hp})(0.7457\text{ kW/hp})(3\,500\text{ h/año})(1)(1/0.89 - 1/0.932)\\ &= \mathbf{7\,929\text{ kWh/año}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Ahorros de costo} &= (\text{ahorros de energía})(\text{costo unitario de energía})\\ &= (7\,929\text{ kWh/año})(\$0.08/\text{kWh})\\ &= \mathbf{\$634/año}\end{aligned}$$

Asimismo,

$$\begin{aligned}\text{Costo inicial extra} &= \text{diferencia del precio de compra}\\ &= \$5\,160 - \$4\,520 = \$640\end{aligned}$$

Esto da un periodo de retorno simple de

$$\text{Periodo de retorno simple} = \frac{\text{Costo inicial extra}}{\text{Ahorros de costo anual}} = \frac{\$640}{\$634/\text{año}} = \mathbf{1.01\text{ años}}$$

Comentario El motor de alta eficiencia paga su diferencia de precio dentro de un año debido a la energía eléctrica que ahorra. Como la vida útil de los motores eléctricos es de varios años, en este caso la compra del de mayor eficiencia es definitivamente la indicada.

2-8 ▪ Energía y ambiente

La conversión de una energía a otra(s) afecta frecuentemente y en diversas formas al ambiente y al aire que respiramos, de ahí que el estudio de la energía no esté completo si se omite su impacto ambiental (Fig. 2-62). Desde 1700 los combustibles fósiles como el carbón, el petróleo y el gas natural se han utilizado para impulsar el desarrollo industrial y las comodidades de la vida moderna, pero ha sido imposible evitar efectos colaterales indeseables. Desde la tierra para cultivo, hasta el agua para consumo humano y el aire que respiramos, el ambiente ha pagado un costo muy elevado. Efectos como el esmog, la lluvia ácida, el calentamiento global y el cambio climático se deben a la combustión de los fósiles. La contaminación ambiental ha alcanzado niveles tan altos que se ha vuelto una seria amenaza para la vegetación, los animales y los seres humanos; por ejemplo, el aire contaminado es la causa de numerosas enfermedades como el asma y el cáncer. Se estima que en Estados Unidos mueren más de 60 000 personas cada año por padecimientos cardiacos y pulmonares relacionados con la contaminación del aire.

Se sabe que cientos de elementos y compuestos como el benceno y el formaldehído se emiten durante la combustión de carbón, petróleo, gas natural y leña, realizada en centrales eléctricas, motores de vehículos, hornos e incluso chimeneas. Existen varias razones para añadir ciertos compuestos a los combustibles líquidos (por ejemplo, el MTBE aumenta el índice de octano del combustible, además de que durante el invierno se usa para oxigenarlo y así reducir el esmog). La fuente más grande de contaminación del aire son los motores de los vehículos, los cuales liberan contaminantes que se agrupan como hidrocarburos (HC), óxidos de nitrógeno (NO_x) y monóxido de carbono (CO) (Fig. 2-63). El HC es un componente importante de las emisiones de compues-

Figura 2-62
Los procesos de conversión de energía suelen ir acompañados de contaminación ambiental.

© Comstock Images/Alamy RF

Figura 2-63
Los vehículos motorizados son la fuente más grande de contaminación del aire.

tos orgánicos volátiles (COV) y ambos términos se utilizan de manera indistinta para referirse a las emisiones hechas por los automóviles. Una parte significativa de las emisiones de HC o COV se origina por evaporación o derrame de combustible durante la recarga, o por evaporación en depósitos de gasolina con tapones defectuosos que no cierran herméticamente. Los disolventes, insecticidas y productos de limpieza domésticos contienen benceno, butano y otras sustancias de HC, por lo que son fuentes importantes de estas emisiones.

El incremento de la contaminación ambiental a tasas alarmantes y el aumento de la percepción del peligro que provocan hacen necesario su control por medio de leyes y tratados internacionales. En Estados Unidos, la Clean Air Act (Ley de Aire Limpio) de 1970 (cuya aprobación fue favorecida por los 14 días de alerta de esmog vividos ese año en Washington) estableció límites sobre las emisiones de contaminantes hechas por las grandes centrales y los vehículos. Estos estándares se centraron en las emisiones de hidrocarburos, óxidos de nitrógeno y monóxido de carbono, con lo que se ordenó la instalación de convertidores catalíticos en el sistema de escape de los autos nuevos para reducir emisiones de HC y CO. Además, la eliminación de plomo de la gasolina para permitir el uso de convertidores catalíticos condujo a una reducción importante de emisiones tóxicas.

Desde 1970, cada vez son menores los límites para las emisiones de HC, NO_x y CO de los automóviles: en la Ley de Aire Limpio de 1990 se establecieron requerimientos más estrictos, en particular para ozono, CO, dióxido de nitrógeno y partículas en suspensión (PM). Como resultado, instalaciones industriales y vehículos de la actualidad emiten sólo una fracción de los contaminantes que solían emitir hace algunas décadas. Las emisiones de HC de los automóviles, por ejemplo, disminuyeron de cerca de 8 gpm (gramos por milla) en 1970 a 0.4 gpm en 1980 y alrededor de 0.1 gpm en 1999. Esto representa una reducción significativa ya que muchos de los tóxicos gaseosos provenientes de los motores de los vehículos y de los combustibles líquidos son hidrocarburos.

Los niños son más susceptibles a los daños que causan los contaminantes del aire porque sus organismos están aún en desarrollo; también están más expuestos a la contaminación, ya que como suelen tener mayor actividad respiran más rápido. Las personas con problemas coronarios y pulmonares, en especial los que sufren de asma, son a quienes más les afecta el aire contaminado, lo cual es más evidente cuando aumentan los niveles de contaminación en la región donde viven.

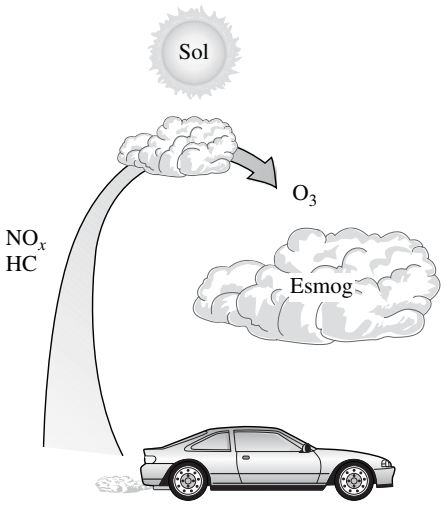


Figura 2-64

El ozono que se halla al nivel del suelo, componente principal del esmog, se forma cuando HC y NO_x reaccionan en presencia de luz solar en días calurosos y tranquilos.

Ozono y esmog

Quienes habitan en un área metropolitana como Los Ángeles, California, probablemente están familiarizados con el esmog, una neblina de color amarillo oscuro o café que durante los días calurosos y calmados del verano se acumula como una gran masa de aire estancada. El *esmog* está constituido sobre todo de ozono ubicado al nivel del suelo (O_3), pero también contiene numerosas sustancias químicas, entre las que se hallan monóxido de carbono (CO), partículas en suspensión, tales como hollín y polvo, y compuestos orgánicos volátiles (COV) como benceno, butano y otros hidrocarburos. El ozono dañino ubicado al nivel del suelo no debe confundirse con la alta capa de ozono útil de la estratosfera, y que protege a la Tierra de los dañinos rayos ultravioleta del Sol. El ozono ubicado al nivel del suelo es un contaminante con varios efectos adversos para la salud.

La principal fuente de óxidos de nitrógeno e hidrocarburos son los motores de los automóviles. Estas sustancias reaccionan en presencia de luz solar en los días calurosos y tranquilos para formar ozono al nivel del suelo, principal componente del esmog (Fig. 2-64). La formación de esmog normalmente

alcanza su máximo en las tardes, cuando las temperaturas son más altas y hay gran cantidad de luz solar. Aunque el esmog y el ozono del nivel del suelo se forman en áreas urbanas con mucha circulación automovilística e industrias, el viento los traslada a varios cientos de kilómetros y a otras ciudades. Esto muestra que la contaminación no sabe de límites y que es un problema global.

El *ozono* irrita los ojos y daña los alvéolos de los pulmones en los que se intercambia oxígeno y dióxido de carbono; un tejido suave y esponjoso que se va endureciendo. También causa insuficiencia respiratoria, jadeo, fatiga, dolor de cabeza y náusea, y agrava problemas respiratorios como el asma. Toda exposición al ozono hace un poco de daño a los pulmones, al igual que el humo del cigarro, y finalmente reduce la capacidad de éstos; permanecer en interiores y reducir la actividad física durante los días con mucho esmog reduce el daño. El ozono también afecta a la vegetación al dañar los tejidos de las hojas. Para mejorar la calidad del aire en áreas con los peores problemas de ozono, se introdujo la gasolina reformulada (RFG) que contiene al menos 2 por ciento de oxígeno, y cuyo uso obligatorio en muchas zonas proclives al esmog ha dado como resultado una reducción importante en la emisión no sólo de ozono sino también de otros contaminantes.

Otro de los grandes contaminantes del esmog es el *monóxido de carbono*, un gas venenoso sin olor ni color producido sobre todo por los motores de vehículos y que se acumula en grandes cantidades en áreas con congestionamiento de tránsito. Evita que los órganos del cuerpo se oxigenen lo suficiente al enlazarse con los glóbulos rojos portadores de oxígeno. En bajas concentraciones, el monóxido de carbono disminuye la cantidad de oxígeno suministrada al cerebro y otros órganos y músculos, deteriora las reacciones y reflejos del cuerpo y daña el juicio; por tales razones representa una amenaza seria para las personas con alguna enfermedad del corazón derivada de la frágil condición de su sistema circulatorio, y para los fetos, cuyo cerebro en desarrollo tiene ciertos requerimientos de oxígeno. En concentraciones altas, el monóxido de carbono puede ser fatal, de acuerdo con las numerosas evidencias de muertes causadas por automóviles encendidos en garajes cerrados, o por los gases de escape que entran a los automóviles.

El esmog también contiene partículas suspendidas como polvo y hollín emitidas por autos e instalaciones industriales. Esta clase de partículas irritan los ojos y los pulmones porque contienen ácidos y metales.

Lluvia ácida

Los combustibles fósiles son mezclas de varias sustancias químicas, entre las que se hallan pequeñas cantidades de azufre que reaccionan con el oxígeno para formar dióxido de azufre (SO_2), un contaminante del aire. La fuente principal de SO_2 son las centrales eléctricas que queman carbón mineral con alto contenido de azufre. La Ley de Aire Limpio de 1970 limitó en gran medida las emisiones de SO_2, lo que obligó a las centrales a instalar purificadores de SO_2, gasificar el carbón (para recuperar el azufre) o cambiarlo por uno con bajo contenido de azufre. Los automóviles también emiten SO_2 puesto que la gasolina y el diésel contienen pequeñas cantidades de azufre. Las erupciones volcánicas y los manantiales calientes también liberan óxidos de azufre reconocibles por su peculiar olor a huevo podrido.

Los óxidos de azufre y los óxidos nítricos reaccionan en lo alto de la atmósfera con vapor de agua y otras sustancias químicas, en presencia de luz solar, para formar ácidos sulfúrico y nítrico (Fig. 2-65). Estos ácidos normalmente se disuelven en las gotas de agua suspendidas en las nubes o la niebla, volviéndolas tan ácidas como el jugo de limón, para después ser transportadas del aire al suelo por la lluvia o la nieve. Este fenómeno se conoce como **lluvia ácida**.

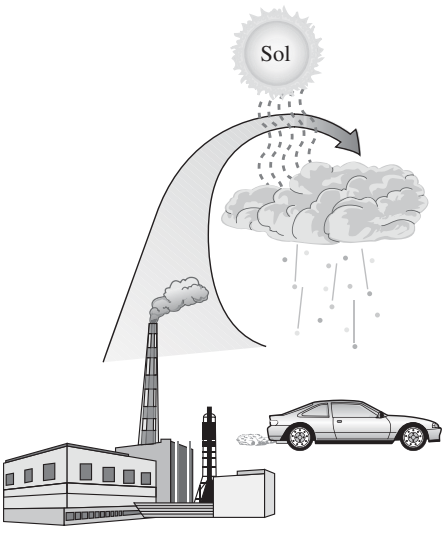


Figura 2-65

El ácido sulfúrico y el ácido nítrico se forman cuando los óxidos de azufre y los óxidos nítricos reaccionan en presencia de luz solar con vapor de agua y otras sustancias químicas que están en la atmósfera.

El suelo es capaz de neutralizar cierta cantidad de ácido, pero las cantidades que producen las centrales eléctricas que usan carbón mineral barato con alto contenido de azufre superan esta capacidad y, como resultado, muchos lagos y ríos en áreas industriales como Nueva York, Pennsylvania y Michigan se han vuelto demasiado ácidos para que vivan los peces. Los bosques de estas áreas también experimentan una muerte lenta debido a que absorben los ácidos por sus hojas, nervaduras y raíces. Incluso las estructuras construidas con mármol se deterioran debido a la lluvia ácida. La magnitud del problema no se reconoció sino hasta principios de la década de los setenta, y desde entonces se han tomado medidas importantes para reducir en forma drástica las emisiones de dióxido de azufre mediante la instalación de purificadores en plantas industriales y a través de la desulfurización del carbón antes de su combustión.

Efecto invernadero: calentamiento global y cambio climático

Es probable que haya notado que cuando deja su auto bajo la luz solar directa en un día soleado, el interior se calienta mucho más que el aire del exterior, y quizá se ha preguntado por qué el carro actúa como una trampa de calor. Esto se debe a que el espesor del vidrio transmite más de 90 por ciento de la radiación visible y es prácticamente opaco (no transparente) a la radiación infrarroja situada en el intervalo de mayor longitud de onda. Por lo tanto, el vidrio permite que la radiación solar entre libremente pero bloquea la radiación infrarroja que emiten las superficies interiores. Esto causa en el interior un aumento de la temperatura como resultado de la acumulación de energía térmica. Este efecto de calentamiento se conoce como **efecto invernadero**, puesto que se aprovecha sobre todo en los invernaderos.

El efecto invernadero también se experimenta a gran escala en la Tierra, cuya superficie se calienta durante el día como resultado de la absorción de energía solar y se enfría por la noche al radiar parte de su energía hacia el espacio en forma de radiación infrarroja. El dióxido de carbono (CO_2), el vapor de agua y algunos otros gases como el metano y los óxidos de nitrógeno actúan como una sábana y mantienen caliente a nuestro planeta durante la noche al bloquear el calor que éste irradia (Fig. 2-66). Por consiguiente, se les llama "gases de efecto invernadero", de los cuales el CO_2 es el principal componente. Comúnmente, el vapor de agua se elimina de esta lista dado que desciende en forma de lluvia o nieve como parte del ciclo del agua; por lo tanto, las actividades humanas para producir agua (por ejemplo, quemar combustibles fósiles) no marcan la diferencia en su concentración dentro de la atmósfera (que sobre todo se debe a la evaporación de ríos, lagos, océanos, etc.). Sin embargo, el CO_2 es diferente, porque las actividades de la gente sí marcan una diferencia en la concentración de esta sustancia en la atmósfera.

Figura 2-66
El efecto invernadero en la Tierra.

Aunque el efecto invernadero hace posible la vida en la Tierra, ya que éste la mantiene caliente (cerca de 30 °C más caliente), pero las cantidades excesivas de estos gases de efecto invernadero perturban el delicado equilibrio al atrapar demasiada energía, lo que causa el incremento de la temperatura promedio del planeta y cambios en el clima de algunos lugares. Estas consecuencias indeseables del efecto invernadero se denominan **calentamiento global** o **cambio climático global**.

El cambio climático global se debe al uso excesivo de combustibles fósiles como carbón, derivados del petróleo y gas natural en las centrales eléctricas, transporte, construcción y fabricación, y ha sido motivo de preocupación en décadas recientes. En 1995 fue liberado a la atmósfera en forma de CO_2

un total de 6 500 millones de toneladas de carbón. La concentración actual de CO_2 en la atmósfera es de alrededor de 360 ppm (o 0.036 por ciento), es decir, 20 por ciento más que la concentración de hace un siglo, y se prevé que aumentará a más de 700 ppm en 2100. En condiciones normales, la vegetación consume CO_2 y libera O_2 durante la fotosíntesis, con lo que mantiene bajo control la concentración de CO_2 en la atmósfera. Un árbol maduro en desarrollo consume 12 kg de CO_2 al año y exhala suficiente oxígeno para mantener a una familia de cuatro integrantes. Sin embargo, la deforestación y el enorme incremento en la producción de CO_2 en las últimas décadas han perturbado este equilibrio.

En un informe de 1995, los principales científicos del mundo que estudian el clima concluyeron que la Tierra ya se ha calentado cerca de 0.5 °C durante el último siglo, y estiman que la temperatura de nuestro planeta aumentará otros 2 °C para el año 2100. Se teme que un aumento de esta magnitud cause graves daños en los patrones climáticos: intensas tormentas y lluvias que provocarán inundaciones en algunos sitios y sequías en otros, grandes inundaciones debidas al derretimiento del hielo en los polos, pérdida de zonas húmedas y áreas costeras por el aumento del nivel del mar, variaciones en el suministro de agua, cambios en el ecosistema por la incapacidad de algunos animales y especies vegetales para ajustarse a los cambios, aumento de las enfermedades epidémicas debido a las mayores temperaturas, efectos secundarios adversos en la salud humana y malas condiciones socioeconómicas en algunas regiones.

La gravedad de esta amenaza ha llevado a las Naciones Unidas a establecer un comité a cargo del cambio climático. Una reunión cumbre en 1992 en Río de Janeiro, Brasil, atrajo la atención mundial sobre el problema y el acuerdo que preparó el comité para controlar las emisiones de gas fue firmado por 162 naciones. En la reunión de 1997 en Kyoto (Japón), los países industrializados adoptaron el Protocolo de Kyoto que los compromete a reducir, entre 2008 y 2012, en 5 por ciento menos a los niveles registrados en 1990 sus emisiones de CO_2 y otros gases causantes del efecto invernadero. En diciembre de 2011, en Durban, Sudáfrica, algunos países acordaron suscribir un nuevo tratado que obligará a los principales países contaminantes a limitar sus emisiones de gases invernadero. El periodo del protocolo de Kioto se extendió y concedió cinco años más para finalizar un convenio más amplio. Los países acordaron trabajar en un nuevo tratado jurídicamente vinculante que tuviera la finalidad de reducir los gases invernadero. El nuevo tratado será decidido para el año 2015 y entrará en vigor en 2020. Las emisiones de gases invernadero pueden reducirse incrementando los esfuerzos de conservación y mejorando las eficiencias de conversión, mientras se cubren las nuevas demandas energéticas mediante el uso de energía renovable (como la hidroeléctrica, solar, eólica y geotérmica) en lugar de combustibles fósiles.

Estados Unidos es el principal país productor de gases invernadero, con más de cinco toneladas de emisiones de carbono por persona al año. Las principales fuentes de emisiones de gas son el sector industrial y del transporte. Cada kilowatt-hora de electricidad producida por una planta de energía alimentada por combustible fósil produce entre 0.6 y 1.0 kg (1.3 a 2.2 lbm) de bióxido de carbono. Cada litro de gasolina quemado por un vehículo produce aproximadamente 2.5 kg de CO_2 (es decir, cada galón de gasolina quemada produce alrededor de 20 lbm de CO_2). Un automóvil promedio en Estados Unidos viaja casi 12 000 millas al año y consume cerca de 600 galones de gasolina. Por lo tanto, un automóvil libera cerca de 12 000 lbm de CO_2 a la atmósfera cada año, lo que es aproximadamente cuatro veces el peso de un automóvil típico (Fig. 2-67). Adquirir un automóvil de consumo eficiente de energía, que queme menos combustible al recorrer la misma distancia, así

Figura 2-67

El automóvil común produce varias veces su peso en CO_2 cada año (si se conduce 13 500 millas al año, se consumen 600 galones de gasolina y produce 20 lbm de CO_2 por galón).

© Emma Lee/Life File/Getty Images RF

Figura 2-68

Las energías renovables como la eólica se llaman "energías verdes" ya que no emiten contaminantes o gases de invernadero.

© J. Luke/PhotoLink/Getty Images RF

como una conducción vehicular consciente, son medidas que podrían reducir significativamente esta y otras emisiones. Restringir el consumo de combustible también ahorra dinero y salva al medio ambiente. Por ejemplo, elegir un vehículo que rinda 30 en lugar de 20 millas por galón impedirá que 2 toneladas de CO_2 se liberen en la atmósfera cada año, lo que a su vez reduciría el gasto en combustible unos $900 al año (en condiciones de conducción normales de 13 500 millas al año y con un costo de combustible de $4.00/gal).

Tras explicar que las considerables cantidades de contaminantes emitidas debido a que la energía química de los combustibles fósiles es convertida vía la combustión en energía térmica, mecánica o eléctrica, parece claro que tanto las centrales eléctricas, como los vehículos motorizados e incluso las estufas tienen la culpa de la contaminación del aire. En contraste, ninguna contaminación es producida cuando la electricidad se convierte en energía térmica, química o mecánica; entonces, se promueve a los automóviles eléctricos como vehículos de "cero emisiones" y a la generalización de su uso como la solución última para el problema de la contaminación del aire. Sin embargo, se debe recordar que la electricidad usada por estos automóviles se genera en alguna otra parte quemando combustible y, por lo tanto, emitiendo contaminación. Así, cada vez que un automóvil eléctrico consume 1 kWh de electricidad, tiene responsabilidad en la contaminación emitida debido a que en alguna otra parte se generó el 1 kWh (más las pérdidas de conversión y transmisión). Sólo es posible afirmar que los automóviles eléctricos son vehículos de cero emisiones cuando la electricidad que consumen se genera mediante recursos renovables libres de emisiones como la energía hidroeléctrica, solar, eólica y geotérmica (Fig. 2-68). De ahí que se deba alentar a nivel mundial el uso de energía renovable, con incentivos y según sea necesario, para hacer de la Tierra un mejor lugar para vivir. En décadas recientes, los avances en termodinámica han contribuido en gran medida a mejorar las eficiencias de conversión (en algunos casos duplicándolas) y, por consiguiente, a reducir la contaminación. Como individuos podemos contribuir tomando medidas de conservación de energía y haciendo de la eficiencia energética una prioridad grande al momento de realizar alguna compra.

EJEMPLO 2-17 Reducción de la contaminación del aire mediante calentamiento geotérmico

Una planta de energía geotérmica en Nevada, Estados Unidos, genera electricidad por medio de agua geotérmica extraída a 180 °C y reinyectada de nuevo al suelo a 85 °C. Se propone utilizar la salmuera reinyectada para calentar edificios residenciales y comerciales y de acuerdo con los cálculos se prevé que con el sistema de calentamiento geotérmico es posible ahorrar 18 millones de termias de gas natural al año. Determine la cantidad de las emisiones de NO_x y CO_2 que el sistema geotérmico ahorrará al año. Considere que el promedio de emisiones de NO_x y CO_2 de los hornos de gas es de 0.0047 kg/termia y 6.4 kg/termia, respectivamente.

Solución Los sistemas de calentamiento de gas de cierta área están siendo reemplazados por otro de calentamiento geotérmico. Se determinarán las cantidades de las emisiones de NO_x y CO_2 ahorradas por año.

Análisis Las emisiones ahorradas por año son equivalentes a las cantidades que emiten los hornos cuando se queman 18 millones de termias de gas natural,

$$\begin{aligned}\text{Ahorros de } NO_x &= (\text{emisión de } NO_x \text{ por termia})\\ &\quad (\text{número de termias por año})\\ &= (0.0047 \text{ kg/termia})(18 \times 10^6 \text{ termias/año})\\ &= \mathbf{8.5 \times 10^4 \text{ kg/año}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Ahorros de } CO_2 &= (\text{emisión de } CO_2 \text{ por termia})\\ &\quad (\text{número de termias por año})\\ &= (6.4 \text{ kg/ termia})(18 \times 10^6 \text{ termias/año})\\ &= \mathbf{1.2 \times 10^8 \text{ kg/año}}\end{aligned}$$

Comentario Un automóvil común genera en carretera casi 8.5 kg del NO_x y 6 000 kg de CO_2 al año. Por lo tanto, el impacto ambiental de reemplazar los sistemas de calentamiento de gas en el área por el sistema de calentamiento geotérmico equivale a retirar 10 000 automóviles por emisión de NO_x y sacar 20 000 automóviles por emisión de CO_2. El sistema propuesto tendría un efecto importante en la reducción del esmog en el área.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Mecanismos de transferencia de calor

El calor se puede transferir de tres formas distintas: *conducción*, *convección* y *radiación*; se dará una descripción breve de cada uno de éstos para familiarizar al lector con los mecanismos básicos de transferencia de calor. Todos los modos de transferencia de calor requieren que exista una diferencia de temperatura y todos pasan del ámbito de alta temperatura a uno de menor temperatura.

La **conducción** es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de sus interacciones. La conducción puede ocurrir en sólidos, líquidos o gases; en estos últimos dos la conducción se debe a las colisiones de las moléculas durante su movimiento aleatorio, mientras que en los sólidos se debe a la combinación de la vibración de las moléculas en una red y el transporte de energía mediante electrones libres. Por ejemplo, una bebida enlatada fría que se halla en una habitación caliente, alcanza por conducción la temperatura de la habitación como resultado de la transferencia de calor de ésta a la bebida, a través de la lata de aluminio (Fig. 2-69).

Se observa que la tasa de conducción de calor $\dot{Q}_{\text{cond}}$ por una capa de espesor constante Δx es proporcional a la diferencia de temperatura ΔT en la capa y el área A normal a la dirección de transferencia de calor, mientras que es inversamente proporcional al espesor de la capa. Por lo tanto,

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = k_t A \frac{\Delta T}{\Delta x} \qquad \text{(W)} \tag{2-51}$$

donde la constante de proporcionalidad k_t es la **conductividad térmica** del material, la cual es una medida de la capacidad del material para conducir calor (tabla 2-3). Materiales como el cobre y la plata, que son buenos conductores eléctricos, también lo son del calor y por lo tanto tienen valores altos de k_t. El hule, la madera y el poliestireno son malos conductores del calor y, por consiguiente, tienen valores bajos de k_t.

En el caso límite de $\Delta x \to 0$, la ecuación anterior se reduce a la forma diferencial

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = -k_t A \frac{dT}{dx} \qquad \text{(W)} \tag{2-52}$$

que se conoce como **ley de Fourier** de conducción de calor, e indica que la tasa de conducción de calor en una dirección es proporcional al *gradiente de*

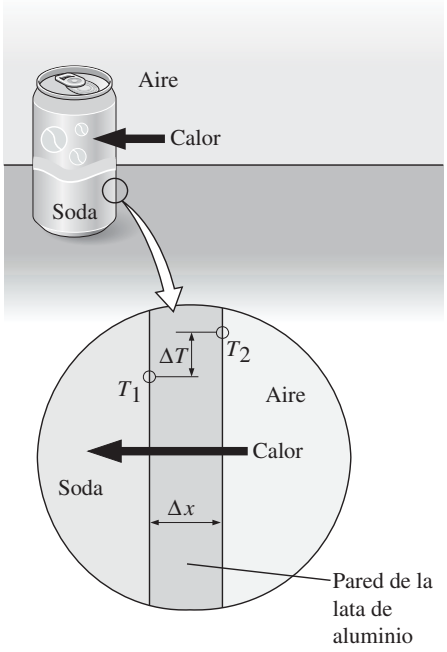


Figura 2-69
Conducción de calor del aire caliente a una lata fría de bebida carbonatada a través de la pared de aluminio de la lata.

* Se puede prescindir de esta sección sin que se pierda continuidad.

Tabla 2-3

Conductividades térmicas de algunos materiales en condiciones ambiente

Material	Conductividad térmica, W/m · K
Diamante	2 300
Plata	429
Cobre	401
Oro	317
Aluminio	237
Hierro	80.2
Mercurio (ℓ)	8.54
Vidrio	1.4
Ladrillo	0.72
Agua (ℓ)	0.613
Piel humana	0.37
Madera (roble)	0.17
Helio (g)	0.152
Hule suave	0.13
Fibra de vidrio	0.043
Aire (g)	0.026
Uretano, espuma rígida	0.026

temperatura en esa misma dirección. El calor es conducido en la dirección de temperatura decreciente, y el gradiente de temperatura se vuelve negativo cuando la temperatura disminuye con x creciente. Por consiguiente, se agrega un signo negativo en la ecuación 2-52 para hacer de la transferencia de calor en la dirección x positiva una cantidad positiva.

La temperatura es una medida de la energía cinética de las moléculas. En un líquido o gas, esta energía se debe al movimiento aleatorio de sus moléculas, así como a sus movimientos de vibración y rotación. Cuando colisionan dos moléculas que poseen energías cinéticas distintas, parte de esta energía proveniente de la molécula más energética (mayor temperatura) se transfiere a la de menor energía (menor temperatura), de forma muy similar a cuando colisionan dos bolas elásticas de igual masa a diferentes velocidades: parte de la energía cinética de la bola más rápida se transfiere a la más lenta.

En los sólidos, la conducción de calor se debe a dos efectos: a las ondas vibratorias de la red inducidas por los movimientos vibratorios de las moléculas situadas en una posición relativamente fija en una forma periódica llamada red *cristalina*, y a la energía transportada a través del flujo libre de electrones en el sólido. La conductividad térmica de un sólido se obtiene al sumar las componentes de la red y electrónicos. La conductividad térmica de los metales puros se debe sobre todo al componente electrónico, mientras que la de los no metales se debe más que nada al componente de la red cristalina. El componente de la red cristalina de la conductividad térmica depende en gran medida de la forma en que están dispuestas las moléculas; por ejemplo, la de un sólido cristalino altamente ordenado como el diamante es mucho mayor que las de metales puros (tabla 2-3).

La **convección** es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento, y tiene que ver con los efectos combinados de *conducción* y *movimiento del fluido*: mientras más rápido sea éste mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento en masa del fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. El movimiento de la masa del fluido incrementa la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las tasas de transferencia de calor.

Considere el enfriamiento de un bloque caliente mediante aire frío aplicado sobre su superficie (Fig. 2-70). La energía se transfiere primero a la capa de aire adyacente a la superficie del bloque por conducción. Esta energía se transfiere después desde la superficie por convección; es decir, por los efectos combinados de conducción dentro del aire, debidos al movimiento aleatorio de sus moléculas y a su movimiento macroscópico o en masa, que elimina el aire caliente cerca de la superficie y lo reemplaza por aire frío.

Hay **convección forzada** si el fluido es *forzado* a fluir en un tubo o sobre una superficie por medios externos, como un ventilador, una bomba o el viento. En cambio, se trata de **convección libre** (o **natural**) si el movimiento del fluido es ocasionado por las fuerzas de flotación inducidas por diferencias de densidad debidas a la variación de temperatura en el fluido (Fig. 2-71). Por ejemplo, en ausencia de un ventilador, la transferencia de calor desde la superficie del bloque caliente en la figura 2-70 será por convección natural puesto que en este caso cualquier movimiento del aire se deberá al ascenso del aire más caliente (y, por lo tanto, más ligero) cercano a la superficie, y al descenso del aire más frío (por consiguiente, más denso) para ocupar su lugar. La transferencia de calor entre el bloque y el aire circundante será por conducción si la diferencia de temperatura entre el aire y el bloque no es demasiado grande para vencer la resistencia del aire a moverse y así iniciar las corrientes de convección natural.

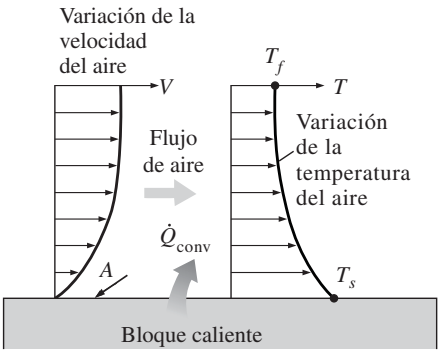


Figura 2-70

Transferencia de calor por convección desde una superficie caliente hacia el aire.

Los procesos de transferencia de calor en los que hay un *cambio de fase* de un fluido se consideran también como convección debido al movimiento del fluido durante el proceso; por ejemplo, el ascenso de las burbujas de vapor durante la *ebullición* o el descenso de gotas de líquido durante la *condensación*.

La tasa de transferencia de calor por convección $\dot{Q}_{\text{conv}}$ se determina a partir de la **ley de enfriamiento de Newton**, expresada como

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA(T_s - T_f) \qquad \text{(W)} \tag{2-53}$$

donde h es el **coeficiente de transferencia de calor por convección**, A es la superficie en la cual tiene lugar la transferencia de calor, T_s es la temperatura de la superficie y T_f es la temperatura del fluido lejos de la superficie. (En la superficie, la temperatura del fluido es igual a la temperatura superficial del sólido.)

El coeficiente de transferencia de calor por convección h no es una propiedad del fluido, es un parámetro determinado de forma experimental cuyo valor depende de todas las variables que afectan la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades del fluido y la velocidad volumétrica del fluido. Los valores representativos de h, en $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$, se encuentran en el intervalo entre 2 y 25 para la convección libre de gases, 50 y 1 000 para la convección libre de líquidos, 25 y 250 para la convección forzada de gases, 50 a 20 000 para la convección forzada de líquidos y 2 500 a 100 000 para la convección en procesos de ebullición y condensación.

La **radiación** es la energía que emite la materia en la forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de energía por radiación no requiere la presencia de un medio (Fig. 2-72). De hecho, este tipo de transferencia es la más rápida (se lleva a cabo a la velocidad de la luz) y no experimenta ninguna atenuación en el vacío. Éste es exactamente el modo como la energía del Sol llega a la Tierra.

En los estudios de transferencia de calor, el interés se halla en la *radiación térmica*, que es la forma de radiación que emiten los cuerpos debido a su temperatura, y difiere de las otras formas de radiación electromagnética como los rayos X, gamma, microondas, ondas de radio y televisión que no están relacionadas con la temperatura. Todos los cuerpos a una temperatura superior al cero absoluto emiten radiación térmica.

La radiación es un *fenómeno volumétrico*, y los sólidos, líquidos y gases, emiten, absorben o transmiten radiación de distintos grados. Sin embargo, la radiación es considerada en general como un *fenómeno superficial* para sólidos opacos a la radiación térmica, como los metales, la madera y las rocas, puesto que la radiación emitida por las regiones interiores de estos materiales nunca alcanza la superficie, mientras que la radiación que incide en esos cuerpos se absorbe comúnmente dentro de unas micras desde la superficie.

La tasa máxima de radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura *absoluta* T_s se determina mediante la *ley de Stefan-Boltzmann* como

$$\dot{Q}_{\text{emitida,máx}} = \sigma A T_s^4 \qquad \text{(W)} \tag{2-54}$$

donde A es el área superficial y $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}\ \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ es la **constante de Stefan-Boltzmann**. La superficie idealizada que emite radiación a esta tasa máxima se llama **cuerpo negro**, y la radiación emitida por un cuerpo negro se denomina **radiación de cuerpo negro**. La radiación que emiten todas las

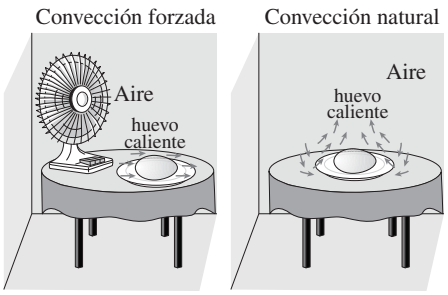


Figura 2-71

Enfriamiento de un huevo hervido por convección forzada y natural.

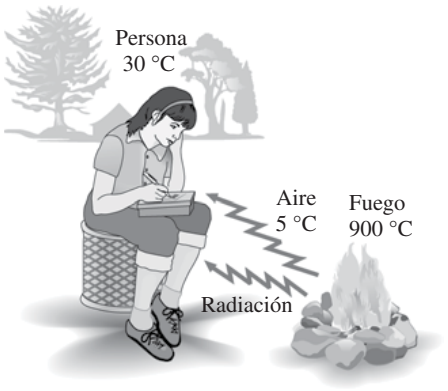


Figura 2-72

A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación puede ocurrir entre dos cuerpos, incluso cuando están separados por un medio más frío que ambos.

Tabla 2-4

Emisividad de algunos materiales a 300 K

Material	Emisividad
Papel aluminio	0.07
Aluminio anodizado	0.82
Cobre pulido	0.03
Oro pulido	0.03
Plata pulida	0.02
Acero inoxidable pulido	0.17
Pintura negra	0.98
Pintura blanca	0.90
Papel blanco	0.92-0.97
Asfalto	0.85-0.93
Ladrillo rojo	0.93-0.96
Piel humana	0.95
Madera	0.82-0.92
Suelo	0.93-0.96
Agua	0.96
Vegetación	0.92-0.96

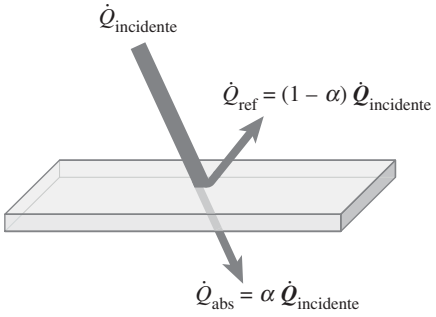


Figura 2-73

Absorción de radiación incidente sobre una superficie opaca de absorbancia α.

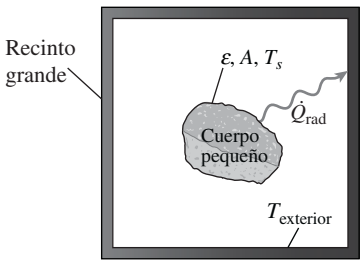


Figura 2-74

Transferencia de calor por radiación entre un cuerpo y las superficies internas de un recinto mucho más grande que lo rodea por completo.

superficies *reales* es menor que la radiación emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como

$$\dot{Q}_{\text{emitida}} = \varepsilon\sigma A T_s^4 \qquad \text{(W)} \tag{2-55}$$

donde ε es la **emisividad** de la superficie. Esta propiedad, cuyo valor está en el intervalo $0 \le \varepsilon \le 1$, es una medida de qué tan cerca se aproxima una superficie a un cuerpo negro, para el cual $\varepsilon = 1$. En la tabla 2-4 se dan las emisividades de algunas superficies.

Otra propiedad de radiación importante de una superficie es su **absorbancia**, α, que es la fracción de la energía de radiación incidente sobre una superficie absorbida por ésta, y al igual que la emisividad, su valor está en el intervalo $0 \le \alpha \le 1$. Un cuerpo negro absorbe toda la radiación que incide sobre él. Esto es, un cuerpo negro es tanto un absorbedor perfecto ($\alpha = 1$) como un emisor perfecto.

En general ε y α de una superficie dependen de la temperatura y la longitud de onda de la radiación. La **ley de Kirchhoff** de la radiación establece que la emisividad y la absorbencia de una superficie son iguales con las mismas temperatura y longitud de onda. En la mayor parte de las aplicaciones prácticas se ignora la dependencia que ε y α tienen de la temperatura y la longitud de onda, por lo que la absorbancia promedio de la superficie se considera igual a su emisividad promedio. La tasa a la que una superficie absorbe radiación se determina a partir de (Fig. 2-73)

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = \alpha \dot{Q}_{\text{incidente}} \qquad \text{(W)} \tag{2-56}$$

donde $\dot{Q}_{\text{incidente}}$ es la tasa a la que la radiación incide sobre la superficie y α es la absorbancia de la superficie. En superficies opacas (no transparentes), la porción de la radiación incidente no absorbida se refleja.

La diferencia entre las tasas de radiación emitida por la superficie y de radiación absorbida es la transferencia *neta* de calor por radiación. Si la tasa de radiación absorbida es mayor que la de emisión de radiación, se dice que la superficie está *ganando* energía por radiación. De otro modo, se afirma que la superficie está *perdiendo* energía por radiación. Determinar la tasa neta de transferencia de calor por radiación entre dos superficies generalmente es complicado porque depende de las propiedades de las superficies, la orientación relativa entre ellas y la interacción del medio entre las superficies con la radiación. Sin embargo, en el caso especial de una superficie relativamente pequeña de emisividad ε y de área superficial A a temperatura *absoluta* T_s, que está completamente encerrada por una superficie mucho más grande a temperatura *absoluta* $T_{\text{alrededores}}$, separada por un gas (como el aire) que no interfiere con la radiación (es decir, la cantidad de radiación emitida, absorbida o dispersada por el medio es insignificante), la tasa neta de transferencia de calor por radiación entre estas dos superficies se determina a partir de (Fig. 2-74)

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_{\text{exterior}}^4) \qquad \text{(W)} \tag{2-57}$$

Para este caso especial, la emisividad y el área de la superficie circundante no tienen ningún efecto en la transferencia neta de calor por radiación.

EJEMPLO 2-18 Transferencia de calor desde una persona

Una persona está de pie en una habitación con brisa a 20 °C. Determine la tasa total de transferencia de calor desde esta persona, si el área superficial expuesta y la temperatura de su piel son 1.6 m^2 y 29 °C, respectivamente,

y el coeficiente de transferencia de calor por convección es 6 de W/m^2 · °C (Fig. 2-75).

Solución Una persona está quieta en un cuarto con brisa y se debe determinar la tasa de pérdida total de calor desde la persona.

Suposiciones **1** El coeficiente de transferencia de calor y la emisividad son constantes y uniformes. **2** La conducción de calor a través de los pies es insignificante. **3** La pérdida de calor por evaporación es insignificante.

Análisis La transferencia de calor entre la persona y el aire en la habitación será por convección (en lugar de conducción), puesto que es concebible que el aire en la vecindad de la piel o ropa se calentará y ascenderá como resultado de la transferencia térmica del cuerpo, iniciando corrientes naturales de convección. Al parecer, en este caso el valor determinado experimentalmente para la rapidez de transferencia de calor por convección es de 6 W por unidad de área superficial (m^2) por unidad de diferencia de temperatura (en K o °C) entre la persona y el aire en la lejanía de ésta. De modo que la tasa de transferencia de calor por convección desde la persona hacia el aire de la habitación se obtiene de la ecuación 2-53,

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{conv}} &= hA(T_s - T_f)\\ &= (6\ \text{W/m}^2\cdot\text{°C})(1.6\ \text{m}^2)(29 - 20)\ \text{°C}\\ &= 86.4\ \text{W}\end{aligned}$$

La persona también perderá calor por radiación hacia las superficies de las paredes circundantes. Para simplificar, considere las temperaturas de las superficies de las paredes, el techo y el piso iguales a la temperatura del aire, pero observe que esto no es necesariamente correcto, ya que estas superficies pueden hallarse a una temperatura mayor o menor que la temperatura promedio del aire de la habitación, dependiendo de las condiciones exteriores y de la estructura de las paredes. Si se considera que el aire no interviene con la radiación y que la persona está completamente encerrada por las superficies que la rodean, la tasa neta de transferencia de calor por radiación del cuerpo a las paredes circundantes, el techo y el piso, de acuerdo con la ecuación 2-57, es

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{rad}} &= \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_{\text{entorno}}^4)\\ &= (0.95)(5.67\times10^{-8}\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}^4)(1.6\ \text{m}^2)\times[(29+273)^4 - (20+273)^4]\text{K}^4\\ &= 81.7\ \text{W}\end{aligned}$$

Observe que deben usarse temperaturas *absolutas* en los cálculos de radiación y que se utilizó el valor de emisividad para piel y ropa a temperatura ambiente, porque se espera que esta propiedad no cambie de manera considerable a una temperatura ligeramente más alta.

Así, la rapidez de transferencia de calor total del cuerpo se determina al sumar estas dos cantidades, lo que da como resultado

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{Q}_{\text{conv}} + \dot{Q}_{\text{rad}} = 86.4 + 81.7 = \mathbf{168.1\ W}$$

La transferencia de calor sería mucho mayor si la persona no hubiera estado vestida, pues la temperatura de la superficie expuesta sería mayor. Por esto la ropa cumple con una importante función: servir como una barrera aislante contra la transferencia de calor.

Comentario En los cálculos anteriores se ignoró la transferencia de calor por conducción que se da de los pies hacia el suelo, que suele ser muy pequeña. Tampoco se consideró la transferencia de calor desde la piel a través de la transpiración, que es el modo dominante de transferencia de calor en ambientes calientes.

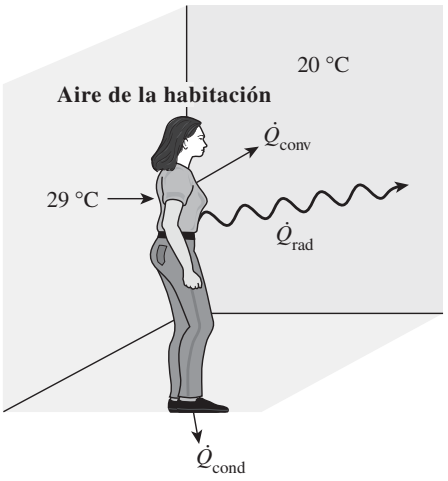


Figura 2-75
Transferencia de calor desde una persona, descrita en el ejemplo 2-18.

RESUMEN

La suma de todas las formas de energía de un sistema se llama *energía total*, que consta de las energías interna, cinética y potencial para sistemas simples compresibles. La *energía interna* representa la energía molecular de un sistema y puede existir en las formas sensible, latente, química y nuclear.

El *flujo másico* $\dot{m}$ se define como la cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo, y se relaciona con el *flujo volumétrico* $\dot{V}$, el cual es el volumen de un fluido que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo, mediante

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \rho A_t V_{\text{promedio}}$$

La tasa de flujo de energía relacionada con un fluido que fluye a una tasa de $\dot{m}$ es

$$\dot{E} = \dot{m}e$$

que es análoga a $E = me$.

La *energía mecánica* se define como *la forma de energía que se puede convertir completamente en trabajo mecánico de modo directo mediante un dispositivo mecánico como puede ser una turbina ideal*. Se expresa por unidad de masa como

$$e_{\text{mecánica}} = \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz$$

y

$$\dot{E}_{\text{mecánica}} = \dot{m}e_{\text{mecánica}} = \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz\right)$$

donde P/ρ es la *energía de flujo*, $V^2/2$ es la *energía cinética* y gz es la *energía potencial* del fluido por unidad de masa.

La energía puede cruzar las fronteras de un sistema cerrado en la forma de calor o trabajo. Para los volúmenes de control, la energía se puede transportar también mediante la masa. Si la transferencia de energía se debe a una diferencia de temperatura entre un sistema cerrado y el exterior, es *calor*; de lo contrario, es *trabajo.*

El trabajo es la energía transferida cuando una fuerza actúa sobre un sistema a lo largo de una distancia. Varias formas de trabajo se expresan como sigue:

Trabajo eléctrico: $W_e = \mathbf{V}I\ \Delta t$

Trabajo de flecha: $W_{\text{flecha}} = 2\pi n\mathrm{T}$

Trabajo de resorte: $W_{\text{resorte}} = \frac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2)$

La *primera ley de la termodinámica* es en esencia una expresión del principio de la conservación de la energía, conocido también como *balance de energía*. El balance de masa y energía generales para *cualquier sistema* que experimenta *cualquier proceso* se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \quad \text{(kJ)}$$

También se puede expresar en la *forma de tasa* como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio en las energías}\\ \text{interna, cinética, potencial, etcétera}}} \quad \text{(kW)}$$

Las eficiencias de varios dispositivos se definen como

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}}{\dot{W}_{\text{flecha,entrada}}} = \frac{\dot{W}_{\text{bomba},u}}{\dot{W}_{\text{bomba}}}$$

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{\dot{W}_{\text{flecha,salida}}}{|\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}|} = \frac{\dot{W}_{\text{turbina}}}{\dot{W}_{\text{turbina},e}}$$

$$\eta_{\text{motor}} = \frac{\text{Salida de potencia mecánica}}{\text{Entrada de potencia eléctrica}} = \frac{\dot{W}_{\text{flecha,salida}}}{\dot{W}_{\text{eléctrica,entrada}}}$$

$$\eta_{\text{generador}} = \frac{\text{Salida de potencia eléctrica}}{\text{Entrada de potencia mecánica}} = \frac{\dot{W}_{\text{eléctrica,salida}}}{\dot{W}_{\text{flecha,entrada}}}$$

$$\eta_{\text{bomba-motor}} = \eta_{\text{bomba}}\eta_{\text{motor}} = \frac{\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}}{\dot{W}_{\text{eléctrica,entrada}}}$$

$$\eta_{\text{turbina-generador}} = \eta_{\text{turbina}}\eta_{\text{generador}} = \frac{\dot{W}_{\text{eléctrica,salida}}}{|\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}|}$$

La conversión de energía de una forma a otra está asociado con frecuencia con efectos adversos en el medio, y el impacto ambiental debe ser una consideración importante en la conversión y utilización de energía.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, versión SI, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993.

2. Y. A. Çengel, "An Intuitive and Unified Approach to Teaching Thermodynamics", ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Atlanta, Georgia, AES-Vol. 36, pp. 251-260, 17-22 de noviembre, 1996.

PROBLEMAS*

Formas de energía

2-1C ¿Qué es la energía total? Nombre las distintas formas de energía que constituyen la energía total.

2-2C Mencione las formas de energía que contribuyen a la energía interna de un sistema.

2-3C ¿Cómo se relacionan entre sí el calor, la energía interna y la energía térmica?

2-4C ¿Qué es energía mecánica? ¿En qué difiere de la energía térmica? ¿Cuáles son las formas de energía mecánica en un flujo de fluido?

2-5C El gas natural, formado principalmente por metano CH_4, es un combustible y una de las principales fuentes de energía. ¿Se puede decir lo mismo del hidrógeno gaseoso, H_2?

2-6C Para calentar habitaciones pequeñas suelen utilizarse calentadores eléctricos portátiles. Explique la trasformación energética implicada durante este proceso de calefacción.

2-7C Considere el proceso de calentar agua sobre una parrilla eléctrica. ¿Cuáles son las formas de energía implicadas durante este proceso? ¿Cuáles son las transformaciones energéticas que se presentan?

2-8E Calcule la energía cinética total en Btu sobre un objeto con masa 10 lbm cuando su velocidad es de 50 pies/s.
Respuesta: 0.50 Btu

2-9E Calcule la energía potencial total, en Btu, de un objeto cuya masa es de 200 lbm, cuando está a 10 pies sobre un nivel dado, en una ubicación donde hay aceleración gravitacional estándar.

2-10 Una persona entra a un elevador a nivel del lobby de un hotel, junto con su maleta de 30 kg, y sale en el 10° piso, 35 metros arriba. Determine la cantidad de energía consumida por el motor del elevador que ahora está almacenada en la maleta.

2-11 Se va a generar electricidad instalando un turbogenerador en un lugar a 120 m debajo de la superficie de un gran depósito de agua, que puede suministrarla continuamente a 2 400 kg/s. Calcule la potencia que se pueda generar.

2-12 En cierto lugar, sopla el viento continuamente a 10 m/s. Calcule la energía mecánica del aire, por unidad de masa, y la potencia que pueda generar un aerogenerador, con 60 m de diámetro de álabes, en ese lugar. Suponga que la densidad del aire es 1.25 kg/m^3.

2-13 Un chorro de agua sale por una turbina a 60 m/s, con una tasa de flujo de 120 kg/s; se va a usar para generar electricidad, al chocar con las paletas en la periferia de una rueda. Calcule la potencia que puede generar ese chorro.

2-14 Se están estudiando dos lugares para generar energía eólica. En el primero, el viento sopla constantemente a 7 m/s, durante 3 000 horas por año, mientras que en el segundo, el viento sopla a 10 m/s durante 1 500 horas al año. Suponiendo, para simplificar, que la velocidad del viento es despreciable fuera de esas horas, determine cuál es el mejor lugar para generar energía eólica. *Sugerencia:* Observe que la tasa de flujo de masa del aire es proporcional a la velocidad del viento.

2-15 Un río tiene un caudal constante de 175 m^3/s, y se está estudiando para generar electricidad. Se determina que se puede construir una presa para detener el agua y dejarla pasar desde una diferencia de alturas de 80 m, generando así la electricidad. Calcule cuánta potencia se puede generar con el agua de ese río, al tener llena la presa.

2-16 Considere un río que corre hacia un lago a una velocidad promedio de 3 m/s, con un caudal de 500 m^3/s, en una ubicación a 90 m arriba de la superficie del lago. Determine la energía mecánica total del agua del río por unidad de masa, y el potencial de generación de potencia de todo el río en esa ubicación.

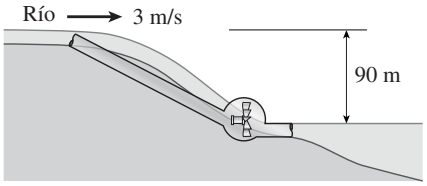


Figura P2-16

Transferencia de energía mediante calor y trabajo

2-17C ¿Cuándo es calor la energía que cruza las fronteras de un sistema cerrado, y cuándo es trabajo?

2-18C Un automóvil va a velocidad constante por un camino. Determine la dirección de las interacciones de calor y trabajo, suponiendo que el sistema es el siguiente: *a*) el radiador del automóvil, *b*) el motor, *c*) las ruedas, *d*) el camino y *e*) el aire del exterior.

2-19C Un refrigerador eléctrico está en un recinto. Determine la dirección de las interacciones de trabajo y de calor (entra o sale energía) cuando se considera que el sistema es el siguiente: *a*) el contenido del refrigerador, *b*) todas las partes del refrigerador, incluyendo el contenido, y *c*) todo lo que está dentro del recinto, durante un día invernal.

2-20C Se comprime un gas en un dispositivo pistón-cilindro y a consecuencia de esto su temperatura se eleva. ¿Es ésta una interacción calorífica o de trabajo?

2-21C Una habitación se calienta por una plancha que se deja encendida. ¿Es ésta una interacción calorífica o de trabajo? Tome como el sistema la habitación completa, incluida la plancha.

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto, y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

Figura P2-19C

2-22C Una habitación se calienta como consecuencia de la radiación solar que entra por las ventanas. ¿Es está una interacción calorífica o de trabajo para la habitación?

2-23C Una habitación aislada se calienta por velas encendidas. Tome como el sistema la habitación completa, incluidas las velas.

2-24 Un motor eléctrico pequeño produce 5 W de potencia mecánica. Exprese esa potencia utilizando una combinación de las unidades *a*) N, m y s, y *b*) kg, m y s.
Respuestas: a) 5 N · m/s, *b*) 5 kg · m^2/s^3

2-25E Un motor de combustión para un modelo de avión produce 10 W de potencia. ¿Cuánta potencia es esa en *a*) lbf · pie/s, y *b*) hp?

Formas mecánicas de trabajo

2-26C Una grúa tarda en levantar un peso a una altura de 20 m 20 s y otra 10 s. ¿Hay alguna diferencia en la cantidad de trabajo sobre el peso realizado por cada grúa?

2-27E Una grúa de construcción levanta una viga de concreto pretensado, que pesa 3 toneladas desde el suelo hasta la punta de las pilastras, a 36 pies sobre el suelo. Calcule la cantidad de trabajo efectuado suponiendo que el sistema es *a*) la viga y *b*) la grúa. Exprese sus respuestas en lbf · pie y en Btu.

2-28E Un hombre que pesa 180 lbf está empujando un carrito que pesa 100 lbf con su contenido, hacia arriba de una rampa que está inclinada a un ángulo de 10° con respecto a la horizontal. Determine el trabajo necesario para moverse a lo largo de esta rampa una distancia de 100 pies, considerando como sistema *a*) el hombre y *b*) el carrito y su contenido. Exprese sus respuestas tanto en lbf · pie como en Btu.

Figura P2-28E

© *McGraw-Hill Education/Lars A.Niki*

2-29E La fuerza F necesaria para comprimir un resorte una distancia x es $F - F_0 = kx$, donde k es la constante del resorte y F_0 es la precarga. Calcule el trabajo necesario para comprimir un resorte cuya constante es $k = 200$ lbf/pulg, una distancia de una pulgada, a partir de su longitud sin precarga ($F_0 = 0$ lbf). Exprese su resultado en lbf · pie y en Btu.

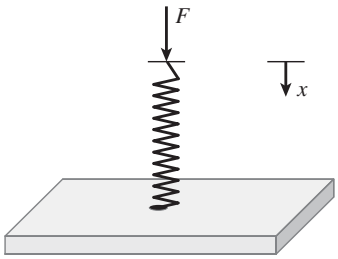


Figura P2-29E

2-30 Determine la energía que se requiere para acelerar un automóvil de 1 300 kg de 10 a 60 km/h sobre un camino ascendente y una elevación vertical de 40 m.

2-31E Determine el torque aplicado al eje de un automóvil que transmite 450 hp y gira a una velocidad de 3 000 rpm.

2-32E Una burbuja esférica de jabón con una tensión superficial de 0.005 lbf/pie se está expandiendo desde un diámetro de 0.5 pulg hasta un diámetro de 3.0 pulg. ¿Cuánto trabajo en Btu se necesita para expandir esta burbuja?
Respuesta: 2.45×10^{-6} Btu

2-33 Determine el trabajo requerido para desviar 20 cm un resorte lineal con una constante de resorte de 70 kN/m desde su posición de reposo.

2-34 Un elevador para esquiadores tiene una longitud de trayectoria de una vía de 1 km, y una elevación vertical de 200 m. Las sillas están espaciadas 20 m entre sí, y cada silla puede admitir tres personas. El elevador está operando a una velocidad uniforme de 10 km/h. Despreciando la fricción y la resistencia del aire y suponiendo que la masa promedio de cada silla cargada es 250 kg, determine la potencia necesaria para operar este elevador. También estime la potencia necesaria para acelerar este elevador en 5 s a su rapidez de operación cuando se echa a andar por primera vez.

2-35 El motor de un automóvil de 1 500 kg tiene una potencia nominal de 75 kW. Determine el tiempo requerido para acelerar este automóvil desde el reposo a 100 km/h a toda la potencia sobre un camino nivelado. ¿Es realista su respuesta?

2-36 Determine la potencia necesaria para que un automóvil de 1 150 kg suba por un camino ascendente de 100 m de longitud con una pendiente de 30° (con respecto a la horizontal) en 12 s, *a*) a velocidad constante, *b*) desde el reposo hasta una velocidad final de 30 m/s y *c*) de 35 m/s a una velocidad final de 5 m/s. Ignore el rozamiento, la resistencia del aire y la resistencia al rodaje. *Respuestas: a*) 47.0 kW, *b*) 90.1 kW, *c*) −10.5 kW

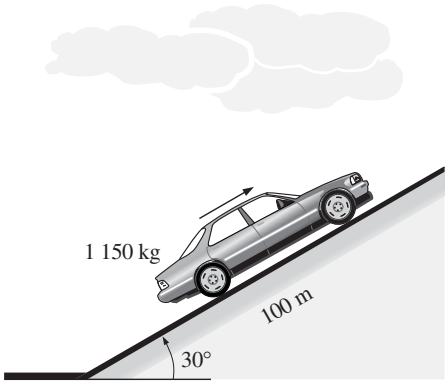


Figura P2-36

La primera ley de la termodinámica

2-37C ¿Cuáles son los diferentes mecanismos para transferir energía a o desde un volumen de control?

2-38C En un día cálido de verano, un estudiante pone en marcha su ventilador cuando sale de su habitación por la mañana. Cuando regrese por la tarde, ¿el cuarto estará más caliente o más fresco que los cuartos vecinos? ¿Por qué? Suponga que todas las puertas y ventanas se mantienen cerradas.

2-39 Se calienta agua en un sartén cerrado encima de una estufa, mientras es agitada por una rueda de palas. Durante el proceso se transmiten 30 kJ de calor al agua, 5 kJ de calor se pierden en el aire circundante. El trabajo de la rueda de palas equivale a 500 N · m. Determine la energía final del sistema si su energía inicial es de 10 kJ. *Respuesta:* 35.5 kJ

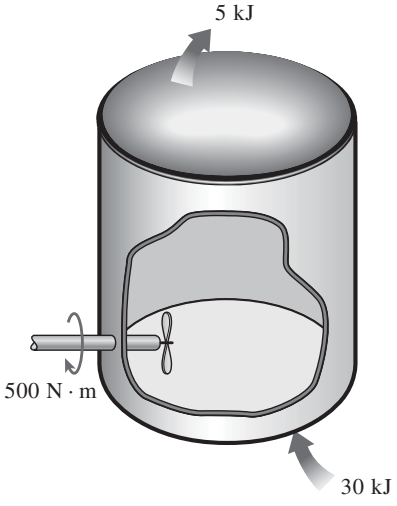


Figura P2-39

2-40E Un dispositivo vertical pistón-cilindro que contiene agua es calentado sobre una estufa. Durante el proceso, se transfieren 65 Btu de calor al agua, y la pérdida de calor de las paredes de los lados equivalen a 8 Btu. El pistón se eleva como resultado de la evaporación. El vapor realiza un trabajo de 5 Btu. Determine el cambio en la energía del agua en este proceso. *Respuesta:* 52 Btu

2-41E Una casa es diseñada para perder calor a una tasa de 60 000 Btu/h en invierno. Se estima que la ganancia interna de calor de las personas, luces y aparatos es de 6 000 Btu/h. Si esta casa se calentará mediante calentadores de resistencias eléctricas, determine la energía nominal requerida para estos calentadores en kW para mantener la casa a una temperatura constante.

2-42E Una bomba de agua aumenta la presión de agua de 15 psia a 70 psia. Determine el suministro necesario de potencia, en hp, para bombear 0.8 pies^3/s de agua. ¿La temperatura del agua a la entrada tiene un efecto importante en la potencia de flujo necesaria? *Respuesta:* 11.5 hp

2-43 Se dice que cuando opera, una bomba de agua consume 2 kW de energía eléctrica, al tomar agua de un lago y bombearla a una alberca cuya superficie libre está 30 m por encima de la superficie libre del lago a una velocidad de 50 L/s. Determine si esta afirmación es razonable.

2-44 En un salón de clases que normalmente aloja a 40 personas se instalarán unidades de aire acondicionado con capacidad de enfriamiento de 5 kW. Se puede suponer que una persona en reposo disipa calor a una tasa de alrededor de 360 kJ/h. Además, hay 10 focos en el aula, cada uno de 100 W, y se estima que la tasa de transferencia de calor hacia el aula a través de las paredes es de 15 000 kJ/h. Si el aire en el aula se debe mantener a una temperatura constante de 21 °C, determine el número de unidades de aire acondicionado requeridas.
Respuesta: 2 unidades

2-45 Un campus universitario tiene 200 salones de clase y 400 oficinas de docentes. Los salones de clase tienen 12 tubos fluorescentes, cada uno de 110 W, incluyendo la electricidad que consumen sus balastros. Las oficinas de los docentes tienen, en promedio, la mitad de tubos. El campus abre 240 días por año, los salones de clase y las oficinas docentes no se ocupan durante un promedio de 4 h por día, pero las luces se mantienen encendidas. Si el costo unitario de la electricidad es $0.11 kWh, calcule cuánto se ahorra en un año, en ese campus, si las luces de los salones de clase y las oficinas se apagan mientras están desocupados

2-46 Los requerimientos de iluminación de una planta industrial son cubiertos por 700 lámparas fluorescentes estándares de 40 W. Estas lámparas están a punto de terminar su vida de servicio y se reemplazarán por sus contrapartes más eficientes de 34 W que funcionarán en los balastros existentes estándares. Las lámparas estándares y las fluorescentes eficientes pueden comprarse al por mayor a un costo unitario de $1.77 y $2.26, respectivamente. La planta opera 2 800 horas al año y todas las lámparas se mantienen encendidas durante las horas operativas. Sea el costo unitario de la electricidad de $0.105/kWh y el factor balastro de 1.1 (los balastros consumen 10 por ciento de la energía y dinero ahorrado al año a consecuencia del reemplazo por las lámparas fluorescentes eficientes), determine cuánta energía y dinero se ahorrarán al año a consecuencia de sustituir las lámparas antiguas por las fluorescentes y más eficientes. También determine el periodo de recuperación.

2-47 Un recinto está inicialmente a la misma temperatura que el exterior, que es de 20 °C. En él hay una lámpara de 40 W,

una TV de 110 W, un refrigerador de 300 W y una plancha de 1 200 W. Suponiendo que no se transfiere calor a través de las paredes, calcule la rapidez de aumento del contenido de energía en el recinto, cuando todos estos electrodomésticos están encendidos.

2-48E Un ventilador está situado en un ducto cuadrado de 3 pies × 3 pies. Se miden las velocidades en varios puntos a la salida, y se determina que la velocidad promedio de flujo es 22 pies/s. Suponiendo que la densidad del aire es 0.075 lbm/pie^3, calcule el consumo mínimo de potencia del motor del ventilador.

2-49 Un ventilador de 60 W de un sistema de calefacción central hace circular el aire a través de los conductos. El análisis del flujo muestra que el ventilador debe elevar la presión del aire 50 Pa para mantener el flujo. El ventilador está ubicado en una sección de flujo horizontal cuyo diámetro es de 30 cm tanto en la entrada como en la salida. Determine la velocidad promedio de flujo más alta posible en el conducto.

2-50 La fuerza que impulsa el flujo de los fluidos es la diferencia de presión; una bomba trabaja elevando la presión de un fluido (convirtiendo el trabajo mecánico de su eje en energía de flujo). Se determina que una bomba de gasolina consume 3.8 kW de potencia eléctrica cuando está trabajando. Si la diferencia de presiones entre la descarga y la succión de la bomba es 7 kPa, y los cambios de velocidad y altura son despreciables, determine el flujo volumétrico máximo posible de la gasolina.

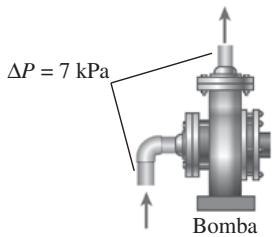


Figura P2-50

2-51 En un centro comercial, una escalera eléctrica está diseñada para mover a 50 personas de 75 kg cada una, a una velocidad constante de 0.6 m/s, por una pendiente de 45°. Determine el consumo mínimo de potencia necesario para mover la escalera. ¿Cuál sería su respuesta si aumentara al doble la velocidad de la escalera?

2-52 Considere un automóvil de 1 400 kg que viaja a una velocidad constante de 70 km/s. Ahora el automóvil comienza a rebasar a otro, acelerando a 110 km/h en 5 s. determine la potencia adicional necesaria para alcanzar esta aceleración. ¿Cuál sería su respuesta si la masa total del automóvil fuera de sólo 700 kg? *Respuestas:* 77.8 kW, 38.9 kW

Eficiencias de conversión de energía

2-53C ¿Cómo se define la eficiencia combinada de una bomba acoplada con un motor? ¿Puede la eficiencia combinada de motor bomba ser mayor que la eficiencia del motor o de la bomba?

2-54C Defina la eficiencia de una turbina, de un generador y del turbogenerador.

2-55C ¿Puede ser mayor la eficiencia combinada de un turbogenerador, que la eficiencia de su turbina o de su generador? Explique.

2-56 Un quemador eléctrico abierto de 24 kW, con campana, está instalado en un área donde los costos unitarios de electricidad y gas natural son \$0.10/kWh y \$1.20/termia (1 termia = 105 500 kJ), respectivamente. Se puede suponer que la eficiencia de los quemadores abiertos es 73 por ciento para los eléctricos, y 38 por ciento para los de gas. Calcule la tasa de consumo de energía y el costo unitario de la energía utilizada en el quemador eléctrico y en el de gas.

2-57 Un motor de 75 hp (potencia en el eje) cuya eficiencia es 91.0 por ciento, se ha gastado, y se va a sustituir por uno de alta eficiencia, con 95.4 por ciento de eficiencia. El motor trabaja 4 368 horas por año, con un factor de carga de 0.75. Suponga que el costo de la electricidad es \$0.12/kWh, calcule la cantidad de energía y dinero ahorrado como resultado de la instalación del motor de alta eficiencia. También determine el periodo de recuperación simple, si los precios de compra de los motores de eficiencia normal y alta eficiencia son \$5 449 y \$5 520, respectivamente.

2-58 Considere un motor eléctrico con una potencia de salida en el eje de 20 kW y una eficiencia de 88 por ciento. Determine la velocidad a la que el motor disipa calor a la habitación en donde se encuentra cuando opera a toda su potencia. En invierno, esta habitación normalmente se calienta mediante un calentador de resistencias de 2 kW. Determine si es necesario encender el calentador cuando el motor funciona a su máxima potencia.

2-59E Las necesidades de vapor de agua en una fábrica se satisfacen con una caldera cuyo consumo nominal de calor es 5.5×10^6 Btu/h. Se determina que la eficiencia de combustión de la caldera es 0.7, mediante un analizador portátil de gases. Después de ajustar la caldera, la eficiencia de combustión sube a 0.8. En un año, la caldera opera sin interrupciones 4 200 horas. Suponiendo que el costo unitario de la energía es \$4.35/10^6 Btu, calcule el ahorro de energía y de costos, por ajustar la combustión de la caldera.

2-60E Reconsidere el problema 2-59E. Usando el software EES (u otro), estudie los efectos del costo unitario de la energía y la eficiencia de combustión sobre la energía anual utilizada y los ahorros en costos. Suponga que la eficiencia varía de 0.7 a 0.9 y que el costo unitario varía de \$4 a \$6 por millón de Btu. Grafique la energía anual utilizada y los ahorros en costos contra la eficiencia para precios unitarios de \$4, \$5 y \$6 por millón de Btu, y explique los resultados.

2-61 Se emplea una bomba geotérmica para bombear salmuera cuya densidad es de 1 050 kg/m^3 a una velocidad de 0.3 m^3/s desde una profundidad de 200 m. Para que la bomba logre una eficiencia de 74 por ciento, determine la potencia de entrada de la bomba. Ignore las pérdidas friccionales en las tuberías, y suponga que el agua geotérmica a 200 m de profundidad se expondrá a la atmósfera.

2-62 Un salón de gimnasia tiene seis máquinas de levantamiento de pesas que no tienen motores, y siete caminadoras, cada una de ellas provista de un motor de 2.5 hp (potencia en el eje). Los motores operan con un factor de carga promedio de 0.7, al cual su eficiencia es de 0.77. Durante las horas pico vespertinas, se usan continuamente los 12 aparatos, y también hay dos personas haciendo ejercicios ligeros mientras esperan su turno para usar un aparato. Suponiendo que la tasa promedio de disipación de calor de las personas en un gimnasio es 600 W, determine la tasa de aumento de calor en el gimnasio, proveniente de las personas y el equipo, en condiciones de carga pico.

2-63 Un cuarto se enfría mediante circulación de agua enfriada a través de un intercambiador de calor ubicado en un cuarto. El aire se hace circular por el intercambiador mediante un ventilador de 0.25 hp de potencia en el eje. La eficiencia típica de los motores eléctricos pequeños que accionan equipo de 0.25 hp es de 54 por ciento. Determine la tasa de suministro de calor del conjunto de ventilador y motor al cuarto.

2-64 El agua de un lago grande se va a usar para generar electricidad mediante la instalación de un sistema turbina hidráulica-generador en una ubicación donde la profundidad del agua es de 50 m. Se va a suministrar agua a razón de 5 000 kg/s. Si la potencia eléctrica generada se mide como 1 862 kW, y la eficiencia del generador es de 95 por ciento, determine *a*) la eficiencia general del sistema turbina-generador, *b*) la eficiencia mecánica de la turbina y *c*) la potencia de eje suministrada por la turbina al generador.

2-65 Se utiliza una bomba (eje) de 7 hp para elevar agua 15 m. Si la eficiencia mecánica de la bomba es de 82 por ciento, determine el máximo caudal de volumen del agua.

2-66 En cierta ubicación, el viento sopla constantemente a 7 m/s. Determine la energía mecánica del aire por unidad de masa y el potencial de generación de potencia de un aerogenerador con hojas de 80 m de diámetro en ese sitio. También determine la generación efectiva de potencia suponiendo una eficiencia total de 30 por ciento. Tome la densidad del aire como 1.25 kg/m^3.

2-67 Reconsidere el problema 2-66. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la velocidad del viento y el diámetro de envergadura de hojas sobre la generación eólica de potencia. Suponga que la velocidad varía de 5 a 20 m/s en incrementos de 5 m/s, y que el diámetro varía de 20 a 120 m en incrementos de 20 m. Tabule los resultados, y explique su importancia.

2-68 Se bombea agua de un lago hacia un gran recipiente de almacenamiento situado 15 m arriba, a una tasa de 70 L/s con un consumo de potencia eléctrica de 15.4 kW. Sin considerar las pérdidas por fricción en las tuberías ni los cambios de energía cinética, determine *a*) la eficiencia global de la unidad bomba-motor y *b*) la diferencia de presión entre la entrada y la salida de la bomba.

2-69 Hay grandes aerogeneradores con diámetros de aspa de más de 100 m usadas para generar energía eléctrica. Considere una turbina eólica con un diámetro de aspa de 100 m instalada en un lugar en que soplan permanentemente vientos a 8 m/s. Si se toma la eficiencia global de la turbina como 32 por ciento y la densidad del aire como 1.25 kg/m^3, determine la potencia eléctrica que genera este aerogenerador. Asimismo, suponiendo vientos constantes de 8 m/s durante un periodo de 24 h, determine tanto la cantidad de electricidad como el ingreso generados por día para un precio unitario de $0.09/kWh de electricidad.

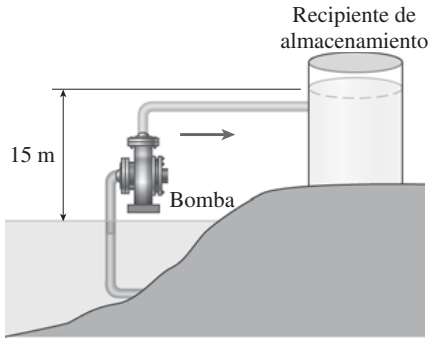


Figura P2-68

2-70 Una turbina hidráulica tiene 85 m de diferencia en elevación disponible con un caudal de 0.25 m^3/s, y la eficiencia global de su turbina-generador es de 91 por ciento. Determine la producción de energía eléctrica de esta turbina.

2-71E Una bomba de agua provee 6 hp de potencia de flecha cuando está en operación. Si la presión diferencial entre la salida y la entrada de la bomba es de 1.2 psi cuando el flujo es 15 pies^3/s y los cambios de velocidad y altura son insignificantes, determine la eficiencia mecánica de esta bomba.

2-72 Se bombea agua de un embalse inferior a otro superior mediante una bomba que provee 20 kW de potencia de flecha. La superficie libre del embalse superior está 45 más arriba respecto a la del inferior. Si el caudal medido de agua es de 0.03 m^3/s, determine la potencia mecánica que se convierte en energía térmica durante este proceso debido a efectos de rozamiento.

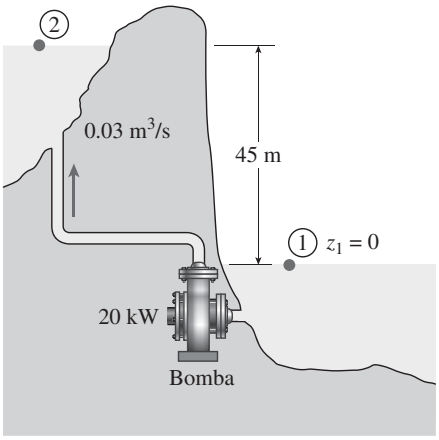


Figura P2-72

2-73 El agua represada en la Presa Hoover, en Nevada, Estados Unidos, está a 206 m de altura respecto a la superficie del río Colorado. ¿A qué caudal de agua debe pasar por las turbinas hidráulicas de esta presa para producir 100 MW de potencia, si la eficiencia de las turbinas es 100 por ciento?

Figura P2-73

Fotografía de Lynn Betts, USDA Natural Resources Conservation Society.

2-74 Una bomba de aceite consume 44 kW de potencia eléctrica al bombear 0.1 m^3/s de aceite con $\rho = 860$ kg/m^3. Los diámetros de los tubos de succión y descarga son 8 cm y 12 cm, respectivamente. Si se determina que el aumento de presión del aceite por la bomba es 500 kPa, y la eficiencia del motor es 90 por ciento, calcule la eficiencia mecánica de la bomba.

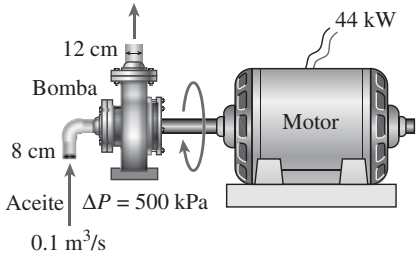


Figura P2-74

Energía y ambiente

2-75C ¿Cómo afecta la conversión de energía al ambiente? ¿Cuáles son las principales sustancias que contaminan el aire? ¿Cuál es la fuente principal de esos contaminantes?

2-76C ¿Qué es lluvia ácida? ¿Por qué se llama "lluvia"? ¿Cómo se forman los ácidos en la atmósfera? ¿Cuáles son los efectos adversos de la lluvia ácida sobre el medio ambiente?

2-77C ¿Por qué el monóxido de carbono es un contaminante peligroso en el aire? ¿Cómo afecta a la salud humana, a bajas y a altas concentraciones?

2-78C ¿Qué es el efecto invernadero? Describa cómo el exceso de CO_2 en la atmósfera causa el efecto invernadero. ¿Cuáles son las consecuencias potenciales del efecto invernadero a largo plazo? ¿Cómo podemos combatir este problema?

2-79C ¿Qué es esmog? ¿De qué está formado? ¿Cómo se forma ozono al nivel cercano al suelo? ¿Cuáles son los efectos adversos del ozono sobre la salud humana?

2-80E Un automóvil recorre 12 000 millas por año, y usa unos 650 galones de gasolina; se compara con una camioneta que consumiría 850 galones. Cuando se quema un galón de gasolina, se producen unas 19.7 lbm de CO_2, causante del calentamiento global. Calcule la producción adicional de CO_2 causada por una persona que cambia su automóvil por la camioneta, durante un periodo de 5 años.

2-81E En una vivienda se usan 14 000 kWh de electricidad al año, y 900 galones de combustible durante la estación fría, para calefacción. La cantidad promedio de CO_2 producida es 26.4 lbm/galón de combustible, y 1.54 lbm/kWh de electricidad. Si en este hogar se reduce el uso de electricidad y combustible en 15 por ciento como resultado de la implementación de medidas de conservación de energía, calcule la reducción en las emisiones de CO_2 en un año, debidas a ese hogar.

2-82 Cuando se quema un hidrocarburo combustible, casi todo su carbono se quema y forma CO_2 (dióxido de carbono), el principal gas causante del efecto invernadero, y por consiguiente del cambio climático global. En promedio, se produce 0.59 kg de CO_2 por cada kWh de electricidad generado en una central eléctrica donde se quema gas natural. Un refrigerador típico de un hogar usa unos 700 kWh de electricidad por año. Calcule la cantidad de CO_2 producido para que funcionen los refrigeradores en una ciudad con 300 000 hogares.

2-83 Repita el problema 2-82, suponiendo que la electricidad proviene de una central donde se quema carbón. En este caso, la producción promedio de CO_2 es 1.1 kg por kWh.

2-84 Un automóvil normal rueda 20 000 km por año, y emite unos 11 kg de NO_x (óxidos de nitrógeno) por año a la atmósfera. El gas natural que se quema en una estufa emite unos 4.3 g de NO_x por termia (1 termia = 105 000 kJ); las centrales eléctricas emiten unos 7.1 g de NO_x por kWh de electricidad que producen. Imagine una familia que posee dos automóviles y cuya casa consume 9 000 kWh de electricidad y 1 200 termias de gas natural. Calcule la cantidad de NO_x emitidos a la atmósfera por año, por la casa y los automóviles de esa familia.

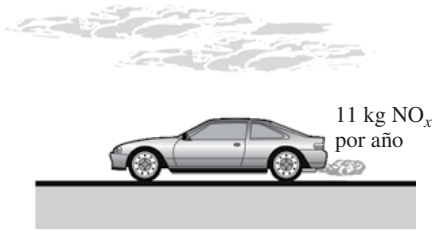


Figura P2-84

Tema especial: mecanismos de transferencia de calor

2-85C ¿Cuáles son los mecanismos de transferencia de calor?

2-86C ¿Cuál conduce mejor el calor, el diamante o la plata?

2-87C ¿En qué difiere la convección forzada de la convección natural?

2-88C ¿Qué es un cuerpo negro? ¿En qué difieren los cuerpos reales de un cuerpo negro?

2-89C Defina emisividad y absorbencia. ¿Cuál es la ley de Kirchhoff de la radiación?

2-90C ¿Llega alguna parte de energía solar a la Tierra por conducción o convección?

2-91 Las superficies interna y externa de un muro de ladrillo, de 5 m × 6 m, con 30 cm de espesor y conductividad tér-

mica 0.69 W/m · °C, se mantienen a las temperaturas de 20 °C y 5 °C, respectivamente. Calcule la tasa de transferencia de calor a través de la pared, en W.

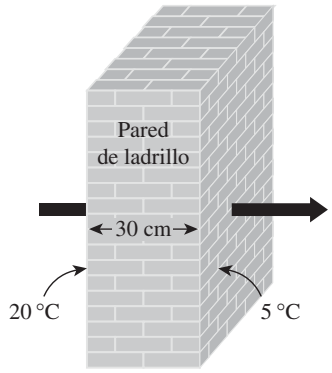


Figura P2-91

2-92 Las superficies interna y externa del vidrio de una ventana de 2 m × 2 m × 0.5 cm de dimensiones están a 15 °C y 6 °C, respectivamente, en invierno. Si la conductividad térmica del vidrio es 0.78 W/m · °C, calcule la cantidad de pérdida de calor, en kJ, a través del vidrio, durante 10 h. ¿Cuál sería su respuesta si el vidrio tuviera 1 cm de espesor?

2-93 Regrese al problema 2-92. Use el programa EES (o algún otro) para investigar el efecto del espesor del vidrio sobre la pérdida de calor, para las temperaturas especificadas en las caras del vidrio. Varíe el espesor del vidrio, de 0.2 a 2 cm. Trace la gráfica de la pérdida de calor en función del espesor del vidrio, y explique los resultados.

2-94 Un perol de aluminio, cuya conductividad térmica es 237 W/m · °C, tiene un fondo plano de 20 cm de diámetro y 0.6 cm de espesor. Se transmite constantemente calor a agua hirviente en el perol, por su fondo, a una tasa de 700 W. Si la superficie interna del fondo del perol está a 105 °C, calcule la temperatura de la superficie externa de ese fondo de perol.

2-95 Los vidrios interno y externo de una ventana de doble vidrio de 2 m × 2 m están a 18 °C y 6 °C, respectivamente. Si el espacio de 1 cm entre los dos vidrios está lleno de aire inmóvil, determine la tasa de transferencia de calor a través de la capa de aire por conducción en kW.

2-96 Dos superficies de una placa de 2 cm de espesor se mantienen a 0 °C y 100 °C, respectivamente. Se determina que el calor atraviesa la placa a una tasa de 500 W/m^2. Calcule la conductividad térmica de la placa.

2-97 Se sopla aire caliente a 80 °C sobre una superficie plana de 2 m × 4 m, a 30 °C. Si el coeficiente de transferencia de calor por convección es 55 W/m^2 · °C, determine la tasa de transferencia de calor del aire a la placa, en kW.

2-98 Para fines de transferencia de calor, se puede modelar a un hombre quieto como un cilindro de 30 cm de diámetro y 175 cm de longitud, con las superficies superior e inferior aisladas, y la superficie lateral a 34 °C en promedio. Calcule la tasa de pérdida de calor de este hombre, para un coeficiente de transferencia de calor por convección de 10 W/m^2 · °C, en un ambiente a 20 °C.
Respuesta: 231 W

2-99 Una esfera de 9 cm de diámetro, cuya superficie se mantiene a la temperatura de 110 °C, está colgada en el centro de un recinto a 20 °C. Si el coeficiente de transferencia de calor por convección es 15 W/m^2 · °C, y la emisividad de la superficie es 0.8, calcule la tasa total de transferencia de calor desde la esfera.

2-100 Regrese al problema 2-99. Use el programa EES (u otro) para investigar el efecto del coeficiente de transferencia de calor por convección, y de la emisividad de la superficie, en la tasa de transferencia de calor desde la esfera. Varíe el coeficiente de transferencia de calor desde 5 hasta 30 W/m^2 · °C. Haga una gráfica de la tasa de transferencia de calor en función del coeficiente de transferencia de calor por convección, para emisividades de superficie de 0.1, 0.5, 0.8 y 1, y explique los resultados.

2-101 Se deja una plancha de 1 000 W sobre la tabla de planchar, con su base al aire, que está a 23 °C. El coeficiente de transferencia de calor por convección natural entre la superficie de la base y el aire que la rodea es 20 W/m^2 · °C. Si la emisividad de la base es 0.4, y su área es 0.02 m^2, calcule la temperatura de la base de la plancha.

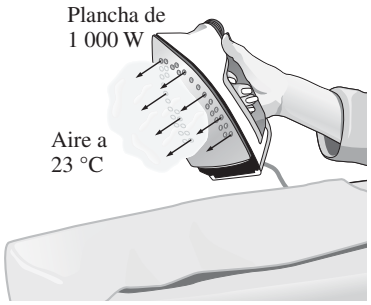


Figura P2-101

2-102 Un tubo de 7 cm de diámetro externo y 18 m de longitud, con agua a 80 °C, pierde calor al aire que la rodea, a 5 °C, por convección natural; el coeficiente de transferencia de calor es 25 W/m^2 · °C. Calcule la tasa de pérdida de calor del tubo, por convección natural, en kW.

2-103 Una chapa metálica delgada está aislada en su cara trasera, y su cara delantera está expuesta a la radiación solar. La superficie expuesta de la chapa tiene 0.8 de absorbencia, para radiación solar. Si esta radiación incide sobre la placa con una potencia de 450 W/m^2, y la temperatura del aire que la rodea es 25 °C, determine la temperatura de la chapa, cuando la pérdida de calor por convección es igual a la energía solar absorbida por la placa. Suponga que el coeficiente de transferencia de calor por convección es 50 W/m^2 · °C, y desprecie la pérdida de calor por radiación.

2-104 Regrese al problema 2-103. Use el programa EES (u otro) para investigar el efecto del coeficiente de transferencia de calor por convección, sobre la temperatura superficial de la placa. Haga variar el coeficiente de transferen-

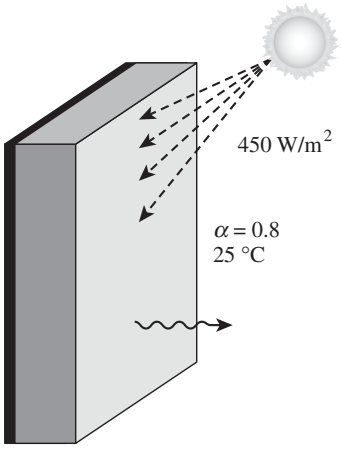


Figura P2-103

cia de calor de 10 a 90 W/m^2 · °C. Trace la gráfica de la temperatura superficial en función del coeficiente de transferencia de calor por convección, y explique los resultados.

2-105 La superficie externa de una nave en el espacio exterior tiene 0.6 de emisividad, y 0.2 de absorbencia para la radiación solar. Si esta radiación incide sobre la nave a una tasa de 1 000 W/m^2, determine la temperatura superficial de la nave, cuando la radiación emitida es igual a la energía solar absorbida.

2-106 Regrese al problema 2-105. Use el programa EES (u otro) para investigar el efecto de la emisividad y absorbencia superficial de la nave, sobre la temperatura superficial de equilibrio. Trace una gráfica de la temperatura superficial en función de la emisividad, para absorbencias de radiación solar de 0.1, 0.5, 0.8 y 1, y describa los resultados.

2-107 Un recipiente esférico de acero, cuyo diámetro exterior es 40 cm, y cuya pared hueca tiene el espesor de 0.4 cm, se llena con agua y hielo a 0 °C. La superficie externa está a 3 °C. Calcule la tasa aproximada de pérdida de calor a través de la esfera, y la rapidez con que se funde el hielo en el recipiente.

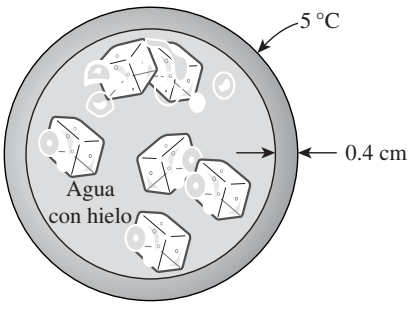


Figura P2-107

Problemas de repaso

2-108 Considere un elevador vertical cuya cabina tiene una masa total de 800 kg cuando está completamente lleno y 150 kg cuando está vacío. El peso de la cabina del elevador está parcialmente equilibrado por un contrapeso de 400 kg que está conectado a la parte superior de la cabina por cables que pasan por una polea ubicada en la parte superior del pozo del elevador. Ignore el peso de los cables y suponga que los rieles guía y las poleas no producen fricción alguna. Determine *a*) la potencia requerida mientras la cabina completamente llena se eleva a una velocidad constante de 1.2 m/s y *b*) la potencia requerida cuando la cabina vacía desciende a una velocidad constante de 1.2 m/s.

¿Cuál sería su respuesta *a*) si no se utilizara ningún contrapeso y *b*) si se produjera una fuerza de fricción de 800 N entre la cabina y los rieles guía?

2-109 Una persona va a sustituir su calentador de gas natural, con 25 años de antigüedad, por uno cuya eficiencia es 55 por ciento. Esa persona piensa en un calentador convencional, con 82 por ciento de eficiencia, que cuesta $1 600, y en otro cuya eficiencia es 95 por ciento, que cuesta $2 700. La persona quisiera comprar el de alta eficiencia, si el ahorro en los pagos de gas natural recompensa la diferencia de costos en menos de 8 años. Si la persona paga actualmente 1 200 dólares al año por gas natural, determine si debe comprar el modelo convencional o el de alta eficiencia.

2-110E El contenido de energía, los costos unitarios y las eficiencias de conversión características de varias fuentes de energía usadas en calentadores de agua, son: 1 025 Btu/pie^3, $0.012/pie^3 y 85 por ciento para gas natural; 138 700 Btu/gal, $1.15/gal y 75 por ciento para calentadores de petróleo; 1 kWh/kWh, $0.11/kWh y 90 por ciento para calentadores eléctricos, respectivamente. Determine la fuente de energía de menor costo para calentadores de agua.

2-111 Un propietario está analizando la adquisición de alguno de estos sistemas de calefacción para su casa: calentamiento mediante resistencia eléctrica con $0.12/kWh y 1 kWh = 3 600 kJ, calentamiento a base de gas con $1.24/unidad térmica y 1 termia = 105 500 kJ, y calentamiento a base de petróleo con $2.3/gal y 1 gal de petróleo = 138 500 kJ. Suponiendo eficiencias de 100 por ciento para el horno eléctrico y de 87 por ciento para los de gas y petróleo, determine el sistema de calefacción con el costo mínimo de energía.

2-112 El Departamento de Energía de Estados Unidos estima que se ahorrarían 570 000 barriles de petróleo cada día si cada hogar del país bajara 6 °F (3.3 °C) a la configuración de su termostato durante el invierno. En el supuesto que la temporada promedio de calefacción consistiera en 180 días y el costo del barril de petróleo fuera de $110/barril, determine cuánto dinero se ahorraría al año.

2-113 El Departamento de Energía de Estados Unidos estima que se puede ahorrar hasta 10 por ciento de la energía consumida en una casa, si se calafatean puertas y ventanas, encintándolas con bandas selladoras, para reducir las fugas de aire, con un costo aproximado de $90 en materiales para una vivienda promedio con 12 ventanas y 2 puertas. Con un sellado y colocación de cintas de cierre en cada vivienda con calefacción de gas, se ahorraría la energía suficiente como para calentar unos 4 millones de hogares. Los ahorros pueden aumentar al instalar ventanas térmicas. Calcule en cuánto tiempo se pagaría el costo del sellado y cintas de cierre, con la energía que ahorran

en una vivienda donde se usa el equivalente anual de energía de $1 500.

2-114E La fuerza necesaria para expandir el gas en un resorte de gas una distancia x está dada por

$$F = \frac{\text{Constante}}{x^k}$$

donde la constante está determinada por la geometría de este dispositivo, y k está determinada por el gas que se usa en el dispositivo. Un dispositivo como éste tiene una constante de 200 lbf · pulg$^{1.4}$ y k = 1.4. Determine el trabajo, en Btu, necesario para comprimir este dispositivo de 2 pulg a 7 pulg. *Respuesta:* 0.0160 Btu

2-115E Una persona que pesa 180 lbf empuja un bloque que pesa 100 lbf, por un plano horizontal. El coeficiente dinámico de fricción entre el bloque y el plano es 0.2. Suponiendo que el bloque se mueve con velocidad constante, calcule el trabajo necesario para moverlo una distancia de 100 pies, considerando que *a*) el hombre y *b*) el bloque es el sistema. Exprese sus respuestas en lbf · pie y también en Btu.

2-116 Un motor diésel, con volumen de cilindros 4.0 L y velocidad de motor 2 500 rpm, trabaja con una relación aire-combustible igual a 18 kg de aire/kg de combustible. Usa diésel ligero, que contiene 750 ppm (partes por millón) de azufre, en masa. Todo ese azufre se descarga al ambiente, donde se convierte en ácido sulfuroso, H_2SO_3. Si el flujo de aire que entra al motor es 336 kg/h, calcule el flujo másico de masa de azufre en el escape. También determine el flujo másico de ácido sulfuroso agregado al ambiente, si por cada kmol de azufre en el escape se formará un kmol de ácido sulfuroso en el ambiente.

2-117 La gasolina con plomo hace que en el escape de los motores se expulse plomo. El plomo es una emisión muy tóxica de los motores. Desde la década de 1980 ha sido ilegal en Estados Unidos el uso de la gasolina con plomo en la mayor parte de los vehículos. Sin embargo, la gasolina con plomo se usa todavía en algunos países del mundo. Imagine una ciudad con 70 000 automóviles que usen gasolina con plomo. Esa gasolina contiene 0.15 g de plomo/L, y 50 por ciento del mismo escapa al ambiente. Suponiendo que un automóvil promedio recorra 15 000 km por año, con un consumo de gasolina de 8.5 L/100 km, calcule la cantidad de plomo emitida a la atmósfera por año, en esa ciudad. *Respuesta:* 6 694 kg

2-118 Considere un aparato de televisión que consume 120 W de energía eléctrica cuando está encendido y que se mantiene así un promedio de 6 horas al día. Para un costo unitario de electricidad de 12 centavos por kWh, determine el costo de la electricidad que consume esta televisión al mes (30 días).

2-119E Se bombea agua desde un pozo de 200 pies de profundidad, hasta un recipiente de almacenamiento de 100 pies de altura. Calcule la potencia, en kW, que se necesitaría para bombear 200 galones por minuto.

2-120 En un molino de maíz del siglo XIX se empleaba una rueda hidráulica de 14 m de altura. Cerca de la parte superior de la rueda caía agua a 320 litros por minuto. ¿Cuánta potencia, en kW, podría haber producido esa rueda hidráulica? *Respuesta:* 0.732 kW

2-121 Los aerogeneradores desaceleran el aire, y hacen que llene canales más amplios al pasar por sus aspas. En un día con viento de 8 m/s, un molino de viento circular con un rotor de 7 m de diámetro funciona cuando la presión atmosférica es 100 kPa, y la temperatura es 20 °C. La velocidad del viento después del molino se mide y resulta 6.5 m/s. Calcule el diámetro del ducto de aire después del rotor, y la potencia que produce este molino, suponiendo que el aire es incompresible.

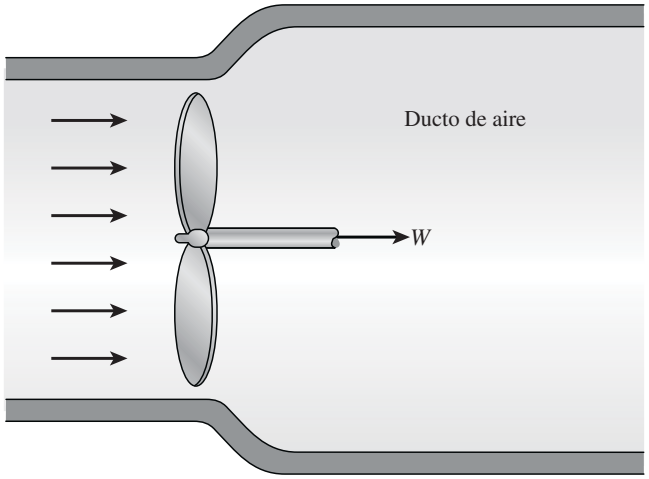


Figura P2-121

2-122 En una central hidroeléctrica bajan 65 m^3/s de agua, desde una altura de 90 m, hasta una turbina generadora de electricidad. La eficiencia general del turbogenerador es 84 por ciento. Sin tener en cuenta las pérdidas por fricción en la tubería, calcule la producción de potencia en esta planta. *Respuesta:* 48.2 MW

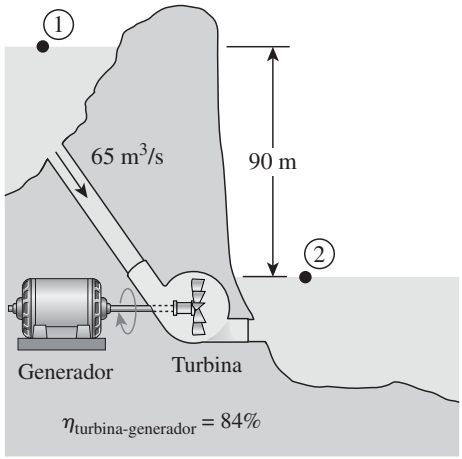


Figura P2-122

2-123 La demanda de energía eléctrica suele ser mucho mayor durante el día que por la noche, y las empresas eléctricas venden, con frecuencia, la energía eléctrica por la noche a precios mucho menores, para estimular a los consumidores para usar la capacidad disponible de generación, y para evitar construir nuevas y costosas plantas generadoras que sólo

se usen durante cortos periodos. También, las empresas están dispuestas a comprar energía producida por empresas privadas durante el día, a altos precios.

Suponga que una empresa eléctrica vende energía a \$0.05/kWh por la noche, y puede pagar a \$0.12/kWh electricidad durante el día. Para aprovechar esta oportunidad, un productor considera construir un gran depósito a 40 m de altura sobre el nivel de un lago, bombeando el agua al depósito durante la noche, con energía poco costosa, y dejar regresar el agua al lago durante el día, produciendo electricidad al hacer que la motobomba trabaje como turbogenerador, cuando se invierte el flujo. En un análisis preliminar se demuestra que se puede usar una tasa de flujo de agua de 2 m^3/s, en ambas direcciones. Se espera que las eficiencias combinadas de la motobomba y el turbogenerador sean 75 por ciento cada una. Sin tener en cuenta las pérdidas por fricción en la tubería, y suponiendo que el sistema funciona durante 10 h en cada modo durante un día normal, calcule el ingreso potencial de este sistema de bomba y generador, durante un año.

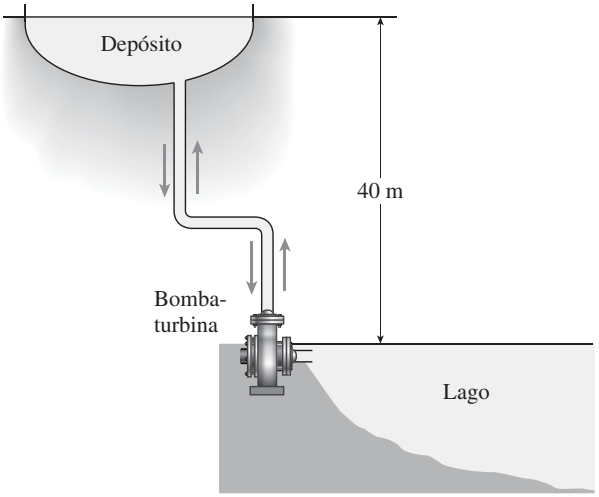


Figura P2-123

2-124 La bomba de un sistema de distribución de agua está alimentada por un motor eléctrico de 15 kW cuya eficiencia es de 90 por ciento. El caudal de agua a través de la bomba es de 50 L/s. Los diámetros de la entrada y salida de las tuberías son los mismos, y la diferencia de elevación a través de la bomba es despreciable. Si las presiones en la entrada y salida de la bomba son de 100 kPa y 300 kPa (absolutos), respectivamente, determine la eficiencia mecánica de la bomba.
Respuesta: 74.1 por ciento

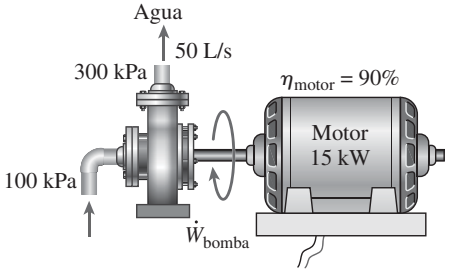


Figura P2-124

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

2-125 En un cálido día de verano, un ventilador hace circular aire dentro de un recinto bien sellado, con un ventilador de 0.50 hp impulsado por un motor de 65 por ciento de eficiencia. (El motor entrega 0.50 hp de potencia neta en el eje, al ventilador.) La tasa de suministro de energía por el conjunto motor-ventilador, al recinto, es

a) 0.769 kJ/s *b*) 0.325 kJ/s *c*) 0.574 kJ/s
d) 0.373 kJ/s *e*) 0.242 kJ/s

2-126 Un ventilador debe acelerar 3 m^3/s de aire, desde el reposo hasta 12 m/s. Si la densidad del aire es 1.15 kg/m^3, la potencia mínima que debe suministrarse al ventilador es

a) 248 W *b*) 72 W *c*) 497 W *d*) 216 W
e) 162 W

2-127 Una calefacción eléctrica de resistencia, de 2 kW, está en un recinto, y se enciende durante 50 min. La cantidad de energía transferida de la calefacción al recinto es

a) 2 kJ *b*) 100 kJ *c*) 3 000 kJ *d*) 6 000 kJ
e) 12 000 kJ

2-128 Un automóvil de 900 kg que va a una velocidad constante de 60 km/h, y debe acelerar a 100 km/h en 4 s. La potencia adicional para tener esta aceleración es

a) 56 kW *b*) 222 kW *c*) 2.5 kW *d*) 62 kW
e) 90 kW

2-129 El elevador de un edificio alto debe subir una masa neta de 400 kg a 12 m/s, velocidad constante, y usa un motor eléctrico. La potencia mínima del motor debe ser

a) 0 kW *b*) 4.8 kW *c*) 47 kW *d*) 12 kW
e) 36 kW

2-130 En una planta hidroeléctrica donde pasan 70 m^3/s de agua, de una altura de 65 m, y se usa un turbogenerador con 85 por ciento de eficiencia. Si se desprecian las pérdidas por fricción en tuberías, la producción de potencia eléctrica en esa planta es

a) 3.9 MW *b*) 38 MW *c*) 45 MW *d*) 53 MW
e) 65 MW

2-131 Un refrigerador consume 320 W de potencia cuando está trabajando. Si sólo trabaja la cuarta parte del tiempo, y el costo de la electricidad es \$0.09/kWh, el costo mensual (30 días) para este refrigerador es

a) \$3.56 *b*) \$5.18 *c*) \$8.54 *d*) \$9.28
e) \$20.74

2-132 Para bombear queroseno (ρ = 0.820 kg/L) de un recipiente en el piso hasta un recipiente elevado, se usa una bomba de 2 kW. Ambos recipientes están abiertos a la atmósfera, y la diferencia de altura entre las superficies libres de los recipientes es 30 m. La tasa máxima de flujo volumétrico del queroseno es

a) 8.3 L/s *b*) 7.2 L/s *c*) 6.8 L/s
d) 12.1 L/s *e*) 17.8 L/s

2-133 Una bomba de glicerina está impulsada por un motor eléctrico de 5 kW. Si se mide la diferencia de presiones entre

la descarga y la succión de la bomba, a plena carga, resulta ser 211 kPa. Si la tasa de flujo por la bomba es 18 L/s, y no se toman en cuenta los cambios de elevación y de velocidad de flujo a través de la bomba, la eficiencia total de la misma es

a) 69 por ciento *b*) 72 por ciento *c*) 76 por ciento
d) 79 por ciento *e*) 82 por ciento

2-134 En una instalación, un compresor de 75 hp trabaja a plena carga durante 2 500 h por año, y está impulsado por un motor eléctrico cuya eficiencia es 93 por ciento. Si el costo unitario de la electricidad es $0.06/kWh, el costo anual de electricidad para este compresor es

a) $7 802 *b*) $9 021 *c*) $12 100 *d*) $8 389
e) $10 460

Los siguientes problemas se basan en el tema especial opcional de transferencia de calor

2-135 Una tarjeta de circuito tiene 10 cm de altura y 20 cm de ancho, contiene 100 chips muy juntos; cada uno genera calor, a una tasa de 0.08 W, y lo transfiere por convección al aire que lo rodea, que está a 25 °C. La transferencia de calor de la cara posterior de la tarjeta es despreciable. Si el coeficiente de transferencia de calor por convección, en la superficie anterior es 10 $W/m^2 \cdot$ °C, y es despreciable la transferencia de calor por radiación, la temperatura superficial promedio de los chips es

a) 26 °C *b*) 45 °C *c*) 15 °C *d*) 80 °C
e) 65 °C

2-136 Una resistencia eléctrica de 50 cm de longitud y 0.2 cm de diámetro, sumergida en agua, se usa para determinar el coeficiente de transferencia de calor en agua hirviendo, a 1 atm. Se mide la temperatura superficial de la resistencia, y resulta 130 °C cuando un wáttmetro indica que el consumo de potencia eléctrica es 4.1 kW. Entonces, el coeficiente de transferencia de calor es

a) 43 500 $W/m^2 \cdot$ °C *b*) 137 $W/m^2 \cdot$ °C
c) 68 330 $W/m^2 \cdot$ °C *d*) 10 038 $W/m^2 \cdot$ °C
e) 37 540 $W/m^2 \cdot$ °C

2-137 Una superficie negra y caliente de 3 m^2, a 80 °C, pierde calor al aire a 25 °C que la rodea, por convección, y el coeficiente de transferencia de calor por convección es 12 $W/m^2 \cdot$ °C; también pierde calor por radiación a las superficies vecinas a 15 °C. La tasa total de pérdida de calor de la superficie es

a) 1 987 W *b*) 2 239 W *c*) 2 348 W *d*) 3 451 W
e) 3 811 W

2-138 A través de un muro de 8 m × 4 m de dimensiones y de 0.2 m de espesor, se transfiere calor a una tasa de 2.4 kW. Las temperaturas superficiales interna y externa del muro se miden, y resultan 15 °C y 5 °C, respectivamente. La conductividad térmica promedio del muro es

a) 0.002 W/m · °C *b*) 0.75 W/m · °C *c*) 1.0 W/m · °C
d) 1.5 W/m · °C *e*) 3.0 W/m · °C

2-139 El tejado de una casa con calefacción eléctrica mide 7 m de longitud, 10 m de ancho y 0.25 m de espesor. Es una losa plana de concreto, cuya conductividad térmica es 0.92 W/m · °C. Durante cierta noche invernal, se miden las temperaturas interna y externa del tejado, y son 15 °C y 4 °C, respectivamente. La tasa promedio de pérdida de calor a través del tejado, durante la noche, fue

a) 41 W *b*) 177 W *c*) 4 894 W *d*) 5 567 W
e) 2 834 W

Problemas de diseño y ensayo

2-140 Realice una investigación donde revise los conceptos de contaminación térmica y su estado actual.

2-141 Un vehículo promedio adiciona a la atmósfera casi 20 lbm de dióxido de carbono por cada galón de combustible que consume, por lo que una cosa que se puede hacer para reducir el calentamiento global es comprar un vehículo con mayor economía de combustible. En una publicación gubernamental, en Estados Unidos, se dice que un vehículo que da 25, en lugar de 20, millas por galón, descargará 10 toneladas menos de dióxido de carbono a lo largo de su vida útil. Haga unas suposiciones razonables y evalúe si esta afirmación es válida, o es una gran exageración.

2-142 Su vecino vive en una casa antigua de 2 500 pies cuadrados (aproximadamente 250 m^2) calentada por gas natural. Su calentador de gas actual fue instalado a principios de 1980 y tiene una eficiencia (llamada calificación del uso eficiente anual de combustible, o AFUE, por sus siglas en inglés) de 65 por ciento. Ha llegado el momento de reemplazarlo y su vecino está decidiendo entre un horno convencional con una eficiencia de 80 por ciento y precio de $1 500, o un horno que tiene una alta eficiencia de 95 por ciento y un precio de $2 500. Su vecino ofrece pagarle $100 si le ayuda a tomar la decisión correcta. Considerando los datos del clima, las cargas de calefacción típicas y el precio del gas natural en su área, haga una recomendación a su vecino basada en un análisis económico convincente.

2-143 La energía solar que llega a la Tierra es, aproximadamente, 1 350 W/m^2 en el exterior de la atmósfera, y 950 W/m^2 a la superficie terrestre, en dirección normal a los rayos del sol, y en un día despejado. Alguien está vendiendo paneles fotovoltaicos de 2 m × 3 m, afirmando que un solo panel puede satisfacer las necesidades de electricidad en una vivienda. ¿Cómo evalúa usted esa afirmación? Las celdas fotovoltaicas tienen una eficiencia aproximada de conversión de 15 por ciento.

2-144 Calcule los precios del combustible para calefacción, gas natural y electricidad donde usted vive, y determine el costo de cada uno por kWh de energía suministrada a la casa, en forma de calor. Revise sus cuentas de servicio, y determine cuánto dinero gastó en calefacción durante el último enero. También determine cuánto de su factura por calentamiento en enero pagaría con cada uno de los sistemas de calefacción, si tuviera usted instalado el último y más eficiente sistema de cada uno de ellos.

2-145 Haga un informe sobre los sistemas de calefacción que se ofrecen en su localidad para construcciones residenciales. Describa las ventajas y desventajas de cada uno, y compare sus costos iniciales y de operación. ¿Cuáles son los factores más importantes para seleccionar un sistema de calefacción? Redacte algunos lineamientos. Identifique las condiciones bajo las cuales cada sistema sería la mejor opción en su localidad.

2-146 Una central eléctrica a veces bombea agua líquida a un reservorio elevado durante periodos de bajo consumo eléctrico. Esta agua se usa para generar electricidad durante periodos en los que la demanda de electricidad excede la capacidad de la central para producir electricidad. Explique este procedimiento de almacenamiento de energía desde una perspectiva de eficiencia de conversión, en comparación con el almacenamiento de una sustancia de fase comprimida variable.

2-147 Los techos de muchos hogares en Estados Unidos están cubiertos por celdas solares fotovoltaicas que se semejan a las tejas de techo y generan electricidad de manera silenciosa a partir de la energía solar. Según un artículo, durante su vida de servicio proyectada de 30 años, un sistema de celdas fotovoltaicas de 4 kW en California reduciría 433 000 lbm en la producción de CO_2 que ocasiona el calentamiento global, disminuiría 2 900 lbm los sulfatos que ocasionan la lluvia ácida y 1 660 lbm los nitratos que ocasionan el esmog. El artículo también afirma que un techo fotovoltaico ahorraría 253 000 lbm de carbón, 21 000 galones de petróleo y 27 millones de pies^3 de gas natural. Formule supuestos razonables acerca de la radiación solar incidente, la eficiencia y las emisiones y evalúe estas afirmaciones y corríjalas si fuera necesario.

CAPÍTULO

3

Propiedades de las sustancias puras

Este capítulo comienza con la introducción del concepto de *sustancia pura* y el análisis de la física en los procesos de cambio de fase. Luego, se ilustran varios diagramas de propiedades y las superficies P-v-T de sustancias puras. Una vez demostrado el uso de las tablas de propiedades, se estudia la sustancia hipotética *gas ideal* y la *ecuación de estado de gas ideal*. Se introduce el *factor de compresibilidad* que toma en cuenta la desviación de los gases reales en su comportamiento respecto del de un gas ideal, y se presentan algunas de las ecuaciones de estado más conocidas, como la de Van der Waals, Beattie-Bridgeman y Benedict-Webb-Rubin.

OBJETIVOS

En el capítulo 3, los objetivos son:

- Introducir el concepto de sustancia pura.
- Estudiar la física de los procesos de cambio de fase.
- Ilustrar los diagramas de propiedades P-v, T-v y P-T, y las superficies P-v-T de sustancias puras.
- Demostrar los procedimientos para determinar propiedades termodinámicas de sustancias puras a partir de tablas de propiedades.
- Describir la sustancia hipotética "gas ideal" y la ecuación de estado de gas ideal.
- Aplicar la ecuación de estado de gas ideal en la solución de problemas representativos.
- Introducir el factor de compresibilidad, que toma en cuenta la desviación de gases reales respecto del comportamiento de gas ideal.
- Presentar algunas de las ecuaciones de estado más conocidas.

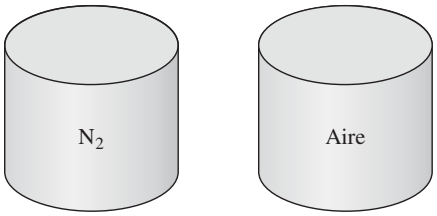
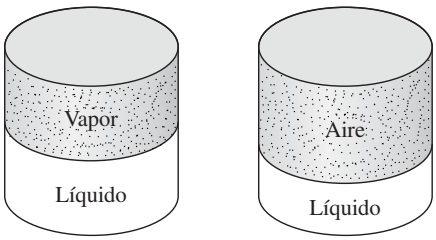


Figura 3-1

El nitrógeno y el aire gaseoso son sustancias puras.



a) H_2O *b*) Aire

Figura 3-2

Una mezcla de agua líquida y gaseosa es una sustancia pura, pero una mezcla de aire líquido y gaseoso no lo es.

3-1 ▪ Sustancia pura

Una sustancia que tiene una composición química fija en cualquier parte se llama **sustancia pura**. El agua, el nitrógeno, el helio y el dióxido de carbono, por ejemplo, son sustancias puras.

Una sustancia pura no tiene que estar conformada por un solo elemento o compuesto químico. Una mezcla de varios de éstos también puede ser una sustancia pura siempre y cuando la mezcla sea homogénea. El aire, por ejemplo, es una mezcla de varios gases, pero con frecuencia se considera como una sustancia pura porque tiene una composición química uniforme (Fig. 3-1). Sin embargo, la mezcla de aceite y agua no es una sustancia pura, ya que el aceite no es soluble en agua, por lo que se acumula en la superficie y se forman dos regiones químicamente distintas.

Una mezcla de dos o más fases de una sustancia pura se sigue considerando una sustancia pura siempre que la composición química de las fases sea la misma (Fig. 3-2). Una mezcla de hielo y agua líquida, por ejemplo, es una sustancia pura porque ambas fases tienen la misma composición química. No obstante, una mezcla de aire líquido con otro gaseoso, no compone una sustancia pura debido a que la composición del aire líquido es distinta de la del gaseoso y por lo tanto la mezcla ya no es químicamente homogénea. Esto se debe a que los diversos componentes del aire tienen distintas temperaturas de condensación a una presión especificada.

3-2 ▪ Fases de una sustancia pura

Por experiencia se sabe que las sustancias existen en fases diferentes. A temperatura y presión ambiental el cobre es un sólido, el mercurio un líquido y el nitrógeno un gas, pero en condiciones distintas, cada uno podría aparecer en fases diferentes. Aunque son tres las principales —sólida, líquida y gaseosa—, una sustancia puede tener varias fases dentro de la principal, cada una con distinta estructura molecular. Por ejemplo, el carbono existe como grafito o diamante en la fase sólida, el helio tiene dos fases líquidas y el hierro tres fases sólidas. A presiones altas, el hielo existe en siete fases diferentes. Una fase tiene una configuración molecular distinta, es homogénea en todas partes y está separada de las demás fases por superficies frontera de fácil identificación. Las dos fases del H_2O en el agua helada representan un buen ejemplo de esto.

Al estudiar dos fases o cambios de fase en termodinámica, no es necesario poner el interés en la estructura molecular y el comportamiento de las distintas fases, pero sí es muy útil comprender los fenómenos moleculares de cada fase. A continuación se explica de manera breve las transformaciones de fase.

Los enlaces moleculares son más fuertes en los sólidos y más débiles en los gases, debido en parte a que las moléculas en los primeros están más próximas entre sí, mientras que en los gases se hallan separadas por distancias relativamente grandes.

Las moléculas en un **sólido** están dispuestas en un patrón tridimensional (red) que se repite por todo el sólido (Fig. 3-3). A causa de las pequeñas distancias intermoleculares existentes en un sólido, las fuerzas de atracción entre las moléculas son grandes y las mantienen en posiciones fijas. Estas fuerzas de atracción entre moléculas se vuelven de repulsión a medida que la distancia intermolecular se aproxima a cero, lo cual evita que las moléculas se apilen unas sobre otras. Aunque las moléculas en un sólido permanecen en una posición relativamente fija, oscilan de manera continua respecto a sus posiciones de

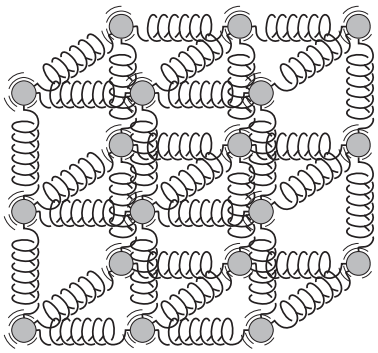


Figura 3-3

Las moléculas en un sólido se mantienen en sus posiciones por medio de grandes fuerzas intermoleculares similares a resortes.

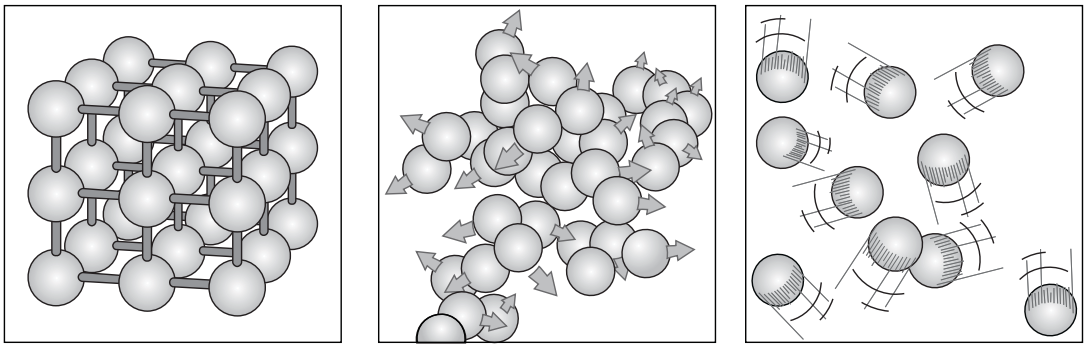
equilibrio. La velocidad de las moléculas durante estas oscilaciones depende de la temperatura: cuando ésta es muy alta, la velocidad (y en consecuencia la cantidad de movimiento) alcanza un punto donde las fuerzas intermoleculares disminuyen de forma parcial y en el que grupos de moléculas se apartan (Fig. 3-4). Éste es el comienzo del proceso de fusión.

El espaciamiento molecular en la fase **líquida** es parecido al de la fase sólida, excepto en que las moléculas ya no están en posiciones fijas entre sí y pueden girar y trasladarse libremente. En un líquido, las fuerzas intermoleculares son más débiles en relación con los sólidos, pero su fuerza es mayor comparada con la de los gases. Comúnmente las distancias entre moléculas experimentan un ligero incremento cuando un sólido se vuelve líquido, pero el agua es una notable excepción.

En la fase **gaseosa**, las moléculas están bastante apartadas, no hay un orden molecular, se mueven al azar con colisiones continuas entre sí y contra las paredes del recipiente que las contiene. Sus fuerzas moleculares son muy pequeñas, particularmente a bajas densidades, y las colisiones son el único modo de interacción entre las moléculas. En la fase gaseosa las moléculas tienen un nivel de energía considerablemente mayor que en la líquida o la sólida; por lo tanto, para que un gas se condense o congele debe liberar antes una gran cantidad de su energía.

3-3 ▪ Procesos de cambio de fase en sustancias puras

Hay muchas situaciones prácticas donde dos fases de una sustancia pura coexisten en equilibrio. Algunos ejemplos son: el agua existe como una mezcla de líquido y vapor en la caldera y en el condensador de una termoeléctrica, y el refrigerante pasa de líquido a vapor en el congelador de un refrigerador. Aunque muchos consideran al congelamiento del agua en las tuberías subterráneas como el proceso de cambio de fase más importante, la atención en esta sección se centra en la líquida y de vapor, así como en su mezcla. Como sustancia familiar, el agua se usa para demostrar los principios básicos.



a) *b*) *c*)

Figura 3-4

Disposición de los átomos en diferentes fases: *a*) las moléculas están en posiciones relativamente fijas en un sólido, *b*) grupos de moléculas se apartan entre sí en la fase líquida y *c*) las moléculas se mueven al azar en la fase gaseosa.

Figura 3-5

A 1 atm y 20 °C, el agua existe en la fase líquida (*líquido comprimido*).

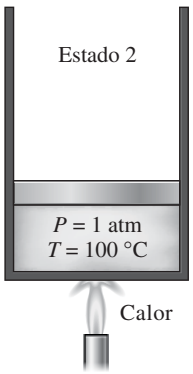


Figura 3-6

A 1 atm de presión y 100 °C, el agua existe como un líquido que está listo para evaporarse (*líquido saturado*).

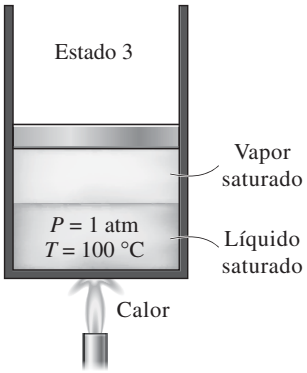


Figura 3-7

A medida que se transfiere más calor, parte del líquido saturado se evapora (*mezcla saturada de líquido-vapor*).

Sin embargo, es necesario recordar que todas las sustancias puras exhiben el mismo comportamiento general.

Líquido comprimido y líquido saturado

Considere un dispositivo de cilindro-émbolo que contiene agua líquida a 20 °C y 1 atm de presión (estado 1, Fig. 3-5). En estas condiciones el agua existe en fase líquida y se denomina **líquido comprimido** o **líquido subenfriado**, lo cual significa que *no está a punto de evaporarse*. Se transfiere calor al agua hasta aumentar su temperatura a, por ejemplo, 40 °C. A medida que aumenta la temperatura, el agua líquida se expande un poco y por consiguiente aumenta su volumen específico. Entonces, debido a esta expansión el émbolo sube ligeramente. La presión en el cilindro permanece constante en 1 atm durante este proceso porque depende de la presión barométrica externa y el peso del émbolo, que son constantes. El agua es aún un líquido comprimido en este estado puesto que no ha comenzado a evaporarse.

Conforme se transfiere más calor, la temperatura aumenta hasta alcanzar 100 °C (estado 2, Fig. 3-6), punto en que el agua todavía permanece líquida, pero cualquier adición de calor hace que se vaporice algo de agua; es decir, está a punto de tener lugar un proceso de cambio de fase de líquido a vapor. Un líquido que está *a punto de evaporarse* se llama **líquido saturado**; así, el estado 2 corresponde al de un líquido saturado.

Vapor saturado y vapor sobrecalentado

Una vez que empieza la ebullición, el aumento de temperatura se detiene hasta que se evapora todo el líquido. Es decir, si la presión se mantiene constante, durante el proceso de cambio de fase la temperatura también lo hará. Es fácil comprobar lo anterior al colocar un termómetro en agua pura que hierve sobre una estufa. A nivel del mar ($P = 1$ atm), el termómetro siempre indicará 100 °C si la cacerola está tapada o no con una tapa ligera. Durante un proceso de ebullición, el único cambio observable es un gran aumento en el volumen y una disminución constante en el nivel del líquido como resultado de una mayor cantidad de éste convertido en vapor.

Casi a la mitad de la línea de evaporación (estado 3, Fig. 3-7), el cilindro contiene cantidades iguales de líquido y vapor. Conforme continúa la transferencia de calor, el proceso de evaporación continuará hasta evaporarse la última gota de líquido (estado 4, Fig. 3-8). En ese punto el cilindro está lleno de vapor, el cual se halla en el borde de la fase líquida. Cualquier cantidad de calor que pierda este vapor hará que se condense (cambio de fase de vapor a líquido). Un vapor que está a *punto de condensarse* se llama **vapor saturado**; por lo tanto, el estado 4 es un estado de vapor saturado, y una sustancia entre los estados 2 y 4 se conoce como vapor húmedo o una **mezcla saturada de líquido-vapor**, debido a que en estos estados las *fases líquida y vapor coexisten* en equilibrio.

Una vez completado, el proceso de cambio de fase termina y se alcanza una región de una sola fase (esta vez vapor). En este punto, transferir más calor da como resultado un aumento de temperatura y de volumen específico (Fig. 3-9). En el estado 5 la temperatura del vapor es, por ejemplo, 300 °C; si se transfiere algo de calor del vapor, la temperatura descendería un poco pero no habría condensación siempre que la temperatura permanezca por encima de 100 °C (para $P = 1$ atm). Un vapor que *no está a punto de condensarse* (es decir, no es vapor saturado) se denomina **vapor sobrecalentado**; por lo tanto, el agua en el estado 5 es un vapor sobrecalentado. El ejemplo descrito de un

proceso de cambio de fase a presión constante se ilustra en la figura 3-10 a partir de un diagrama T-v.

Si todo el proceso anterior se invierte, enfriando el agua mientras se mantiene la presión en el mismo valor, el agua regresará al estado 1 trazando de nuevo la misma trayectoria, y de esta manera la cantidad de calor liberado corresponderá a la cantidad de calor suministrada durante el proceso de calentamiento.

En la vida cotidiana, "agua" significa agua líquida y "vapor" indica vapor de agua. Sin embargo, en termodinámica tanto el agua como el vapor significan sólo una cosa: H_2O.

Temperatura de saturación y presión de saturación

Quizá no sea ninguna sorpresa saber que el agua comienza a hervir a 100 °C; sin embargo, en sentido estricto, decir "el agua hierve a 100 °C" es incorrecto. El enunciado correcto es "el agua hierve a 100 °C a 1 atm de presión". En el ejemplo anterior, la única razón por la que el agua comenzó a hervir a 100 °C fue porque la presión se mantuvo constante a 1 atm (101.325 kPa). Si la presión dentro del cilindro se elevara a 500 kPa añadiendo pesas en la parte superior del émbolo, el agua empezaría a hervir a 151.8 °C. Es decir, *la temperatura a la cual comienza a hervir el agua depende de la presión; en consecuencia, si la presión es constante, sucede lo mismo con la temperatura de ebullición*.

A una determinada presión, la temperatura a la que una sustancia pura cambia de fase se llama **temperatura de saturación**, T_{sat}. Del mismo modo, a una temperatura determinada, la presión a la que una sustancia pura cambia de fase se llama **presión de saturación**, P_{sat}. A una presión de 101.325 kPa, T_{sat} es de 99.97 °C; mientras que a una temperatura de 99.97 °C, P_{sat} es de 101.325 kPa. (Como se explicó en el capítulo 1, a 100.00 °C, P_{sat} es 101.42 kPa en el ITS-90.)

Las tablas de saturación que muestran la presión de saturación en función de la temperatura (o temperatura de saturación contra la presión) están disponibles prácticamente para todas las sustancias. En la tabla 3-1 se ofrece, para

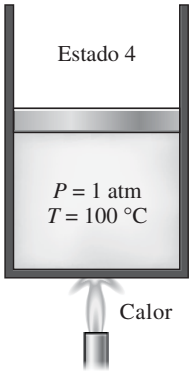


Figura 3-8

A 1 atm de presión, la temperatura permanece constante en 100 °C hasta que se evapora la última gota de líquido (*vapor saturado*).

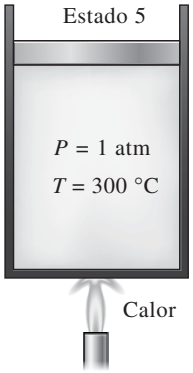


Figura 3-9

Conforme se transfiere más calor, la temperatura del vapor empieza a aumentar (*vapor sobrecalentado*).

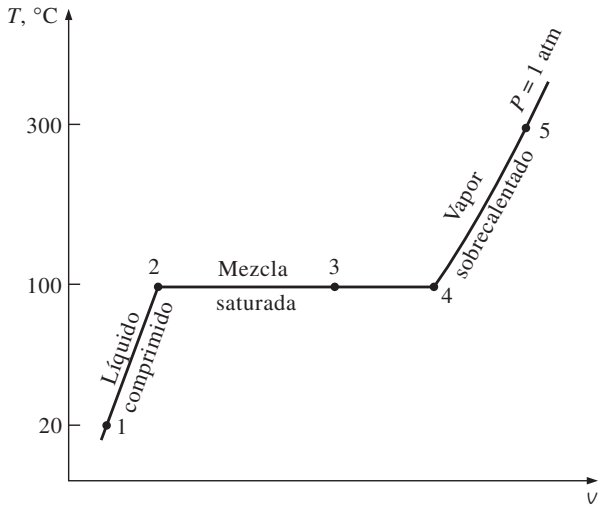


Figura 3-10

Diagrama T-v para el proceso de calentamiento del agua a presión constante.

Tabla 3-1

Presión de saturación (ebullición) del agua a distintas temperaturas

Temperatura, T, °C	Presión de saturación, P_{sat}, kPa
−10	0.26
−5	0.40
0	0.61
5	0.87
10	1.23
15	1.71
20	2.34
25	3.17
30	4.25
40	7.39
50	12.35
100	101.4
150	476.2
200	1 555
250	3 976
300	8 588

el agua, una lista parcial extraída de una tabla de este tipo. Ahí se indica que la presión del cambio de fase del agua (ebullición o condensación) a 25 °C debe ser de 3.17 kPa, y la presión del agua se debe mantener a 3 976 kPa (alrededor de 40 atm) para que hierva a 250 °C. Asimismo, el agua se puede congelar al disminuir su presión por debajo de 0.61 kPa.

Para fundir un sólido o vaporizar un líquido se requiere una gran cantidad de energía. La cantidad de ésta que es absorbida o liberada durante el proceso de cambio de fase se llama **calor latente**. Específicamente, la cantidad de energía absorbida durante la fusión se llama **calor latente de fusión** y equivale a la cantidad de energía liberada durante la congelación. De modo similar, la cantidad de energía absorbida durante la evaporación se llama **calor latente de evaporación** y es equivalente a la energía liberada durante la condensación. Las magnitudes de los calores latentes dependen de la temperatura o presión en la que sucede el cambio de fase: a 1 atm de presión, el calor latente de fusión del agua es de 333.7 kJ/kg, mientras que el de evaporación es de 2 256.5 kJ/kg.

Durante un proceso de cambio de fase, resulta obvio que la presión y la temperatura son propiedades dependientes y que hay una relación definida entre ellas, es decir, $T_{sat} = f(P_{sat})$. Una gráfica de T_{sat} en función de P_{sat}, como la ilustrada para el agua en la figura 3-11, se llama **curva de saturación de líquido-vapor**. Una curva de esta clase es característica de todas las sustancias puras.

Tras observar la figura 3-11, también resulta claro que T_{sat} se incrementa con P_{sat} y que, en consecuencia, una sustancia a mayores presiones hervirá a temperaturas más altas. En la cocina, temperaturas de ebullición más altas significan tiempos de cocción más cortos y ahorros de energía. Por ejemplo, el cocimiento de un estofado de res puede requerir de una a dos horas en una cacerola normal que funciona a una presión de 1 atm, pero sólo 20 minutos en una olla a presión que funciona a una presión absoluta de 3 atm (temperatura de ebullición correspondiente: 134 °C).

Tanto la presión atmosférica como la temperatura de ebullición del agua disminuyen con la altura; por lo tanto, la cocción toma más tiempo a mayores alturas que al nivel del mar (a menos que se use una olla a presión). Por ejemplo, la presión atmosférica estándar a una altura de 2 000 m es de 79.50 kPa, correspondiente a una temperatura de ebullición de 93.3 °C, a diferencia de los 100 °C al nivel del mar (altura cero). La variación de la temperatura de ebullición del agua debida a la altura, en condiciones atmosféricas estándar, se presenta en la tabla 3-2. Por cada 1 000 m de aumento, la temperatura de ebullición desciende poco más de 3 °C. Observe que la presión atmosférica en

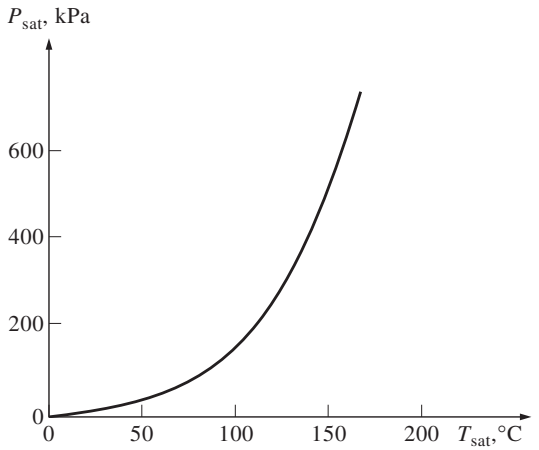


Figura 3-11

Curva de saturación líquido-vapor de una sustancia pura (los valores numéricos son para el agua).

un lugar, al igual que la temperatura de ebullición, cambia ligeramente con las condiciones climáticas, pero este cambio no es mayor a 1 °C para la temperatura de ebullición.

Algunas consecuencias de la dependencia de T_{sat} y P_{sat}

Ya se mencionó que una sustancia a una presión específica hervirá a la temperatura de saturación correspondiente a esa presión. Este fenómeno permite controlar la temperatura de ebullición de una sustancia de manera sencilla: controlando solamente la presión, lo que tiene numerosas aplicaciones en la práctica (más adelante se presentan algunos ejemplos). Lo que está detrás es el impulso natural para lograr el equilibrio de fases, al permitir que cierta cantidad de líquido se evapore actúa tras bambalinas.

Una lata sellada de *líquido refrigerante 134a* está en una habitación a 25 °C. Si la lata ha permanecido suficiente tiempo en la habitación, la temperatura del refrigerante es de 25 °C. Ahora, si la tapa se abre lentamente y se deja escapar algo de refrigerante, la presión de la lata comenzará a disminuir hasta alcanzar la presión atmosférica. Al sostener la lata se nota que su temperatura desciende con rapidez, e incluso se forma hielo en la parte externa si el aire está húmedo. Un termómetro introducido en la lata registra una temperatura de −26 °C cuando la presión desciende hasta 1 atm, que es la temperatura de saturación del refrigerante 134a a esa presión. La temperatura del refrigerante permanece a −26 °C hasta que se vaporiza la última gota.

Otro aspecto de este interesante fenómeno físico es que un líquido no se evapora a menos que absorba energía en una cantidad igual al calor latente de evaporación, que es de 217 kJ/kg para el refrigerante 134a a 1 atm. En consecuencia, la tasa de evaporación del refrigerante depende de la velocidad de transferencia de calor hacia la lata: mientras más rápida sea la transferencia, la tasa de evaporación es mayor. Si hay un aislamiento eficaz, se reduce la tasa de transferencia de calor hacia la lata y, en consecuencia, también la tasa de evaporación del refrigerante. En el caso extremo de que no haya transferencia de calor, el refrigerante permanecerá por tiempo indefinido en la lata a −26 °C, en forma líquida.

La temperatura de ebullición del *nitrógeno* a presión atmosférica es de –196 °C (tabla A-3a), esto significa que la temperatura del nitrógeno líquido expuesto a la atmósfera debe ser de –196 °C porque una parte del nitrógeno se está evaporando. La temperatura del nitrógeno líquido permanece constante en –196 °C hasta agotarse, por eso esta sustancia se usa en estudios científicos que requieren baja temperatura (como la superconductividad) y en aplicaciones criogénicas en las que se mantiene una cámara de prueba a una temperatura constante de –196 °C, lo cual se consigue colocando la cámara en un baño con nitrógeno líquido abierto a la atmósfera. El nitrógeno absorbe cualquier transferencia de calor del ambiente hacia la sección de prueba y se evapora isotérmicamente al tiempo que conserva constante la temperatura de la cámara (Fig. 3-12). Toda la sección de prueba se debe aislar muy bien con el fin de minimizar la transferencia de calor y así evitar el consumo de nitrógeno líquido. Esta sustancia se emplea también con fines prácticos para quemar manchas antiestéticas en la piel: se empapa algodón en nitrógeno líquido y se humedece con éste el área a tratar. A medida que se evapora el nitrógeno, congela la piel afectada absorbiendo su calor rápidamente.

Una manera práctica de enfriar vegetales cubiertos de hojas es mediante **refrigeración por vacío**, que se basa en *reducir la presión* de la cámara de enfriamiento sellada hasta la presión de saturación en la que se obtendrá la

Tabla 3-2

Variación, con la altitud, de la presión atmosférica estándar y la temperatura de ebullición (saturación) del agua

Altura, m	Presión atmosférica, kPa	Temperatura de ebullición, °C
0	101.33	100.0
1 000	89.55	96.5
2 000	79.50	93.3
5 000	54.05	83.3
10 000	26.50	66.3
20 000	5.53	34.7

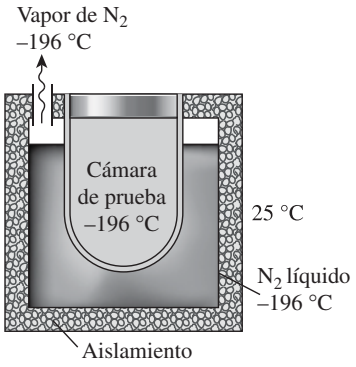


Figura 3-12

La temperatura del nitrógeno líquido expuesto a la atmósfera permanece constante en −196 °C y, de esta manera, la cámara de prueba se mantiene en esa misma temperatura.

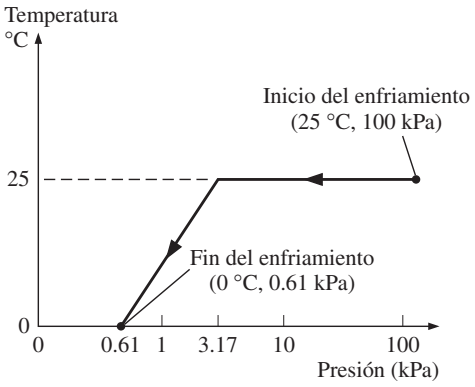


Figura 3-13

Variación debida a la presión de la temperatura de frutas y vegetales durante la refrigeración por vacío de 25 °C a 0 °C.

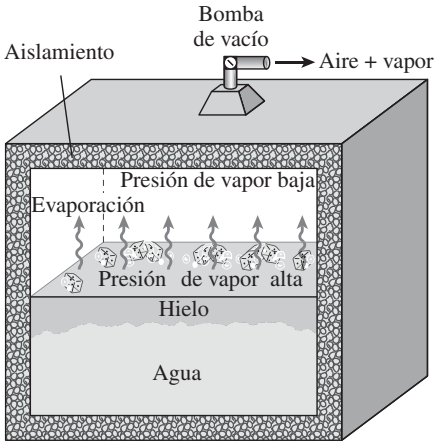


Figura 3-14

En 1775 se produjo hielo al crear vacío en el espacio que ocupaba el aire en un recipiente con agua.

baja temperatura deseada, y evaporando parte del agua de los productos que serán enfriados. Durante este proceso, el calor de evaporación es absorbido de los productos, lo que disminuye su temperatura. La presión de saturación del agua a 0 °C es de 0.61 kPa, por lo que los productos pueden enfriarse a 0 °C disminuyendo la presión a este nivel. La velocidad de enfriamiento se incrementa al disminuir la presión debajo de 0.61 kPa, pero esto no es conveniente debido al peligro de congelación y al costo adicional.

En el enfriamiento por vacío existen dos etapas diferentes: en la primera, los productos a temperatura ambiente (por ejemplo 25 °C) se colocan en la cámara y se inicia la operación. La temperatura permanece constante hasta alcanzar la *presión de saturación*, que es de 3.17 kPa a 25 °C. En la segunda etapa, se mantienen las condiciones de saturación a *presiones cada vez más bajas* y a sus correspondientes *menores temperaturas* hasta alcanzar la deseada (Fig. 3-13).

El enfriamiento por vacío normalmente es más caro que el convencional llevado a cabo por refrigeración, y su uso se limita a aplicaciones en los que el enfriamiento es mucho más rápido. Los productos apropiados para ser enfriados por vacío son aquellos con una gran área superficial por unidad de masa y una alta tendencia a liberar humedad, como la lechuga y la espinaca. Son inadecuados los productos con una baja relación entre área superficial y masa, en especial los que tienen cáscaras relativamente impermeables, como tomates y pepinos. Algunos productos, como las setas y los chícharos o guisantes verdes, se enfrían por vacío de modo exitoso si se humedecen primero.

El enfriamiento por vacío se convierte en **congelación por vacío** si la presión de vapor en la cámara de vacío disminuye por debajo de 0.61 kPa, que es la presión de saturación del agua a 0 °C. La idea de producir hielo mediante una bomba de vacío no es nueva, el doctor William Cullen lo obtuvo en Escocia en 1775 al extraer el aire de un recipiente con agua (Fig. 3-14).

La **colocación del hielo** se usa comúnmente en aplicaciones de enfriamiento a pequeña escala, para eliminar calor y conservar fríos los productos durante su transporte con el aprovechamiento del gran calor latente de fusión de agua, pero su uso se limita a productos que no se dañan por el contacto con hielo, el cual proporciona tanto *humedad* como *refrigeración*.

3-4 ▪ Diagramas de propiedades para procesos de cambio de fase

Las variaciones que experimentan las propiedades durante los procesos de cambio de fase se comprenden mejor con la ayuda de diagramas de propiedades. A continuación se construyen y analizan los diagramas T-v, P-v y P-T para sustancias puras.

1 Diagrama *T*-*v*

El proceso de cambio de fase del agua a una presión de 1 atm se describió con detalle en la última sección y en la figura 3-10 se representó mediante un diagrama T-v. Ahora se repite este proceso a diferentes presiones para elaborar el diagrama T-v.

Se colocan pesas sobre el émbolo hasta que la presión dentro del cilindro alcanza 1 MPa, presión a la que el agua tendrá un volumen específico un poco más pequeño al que tenía cuando la presión era de 1 atm. A medida que se transfiere calor al agua bajo esta nueva presión, el proceso seguirá una trayec-

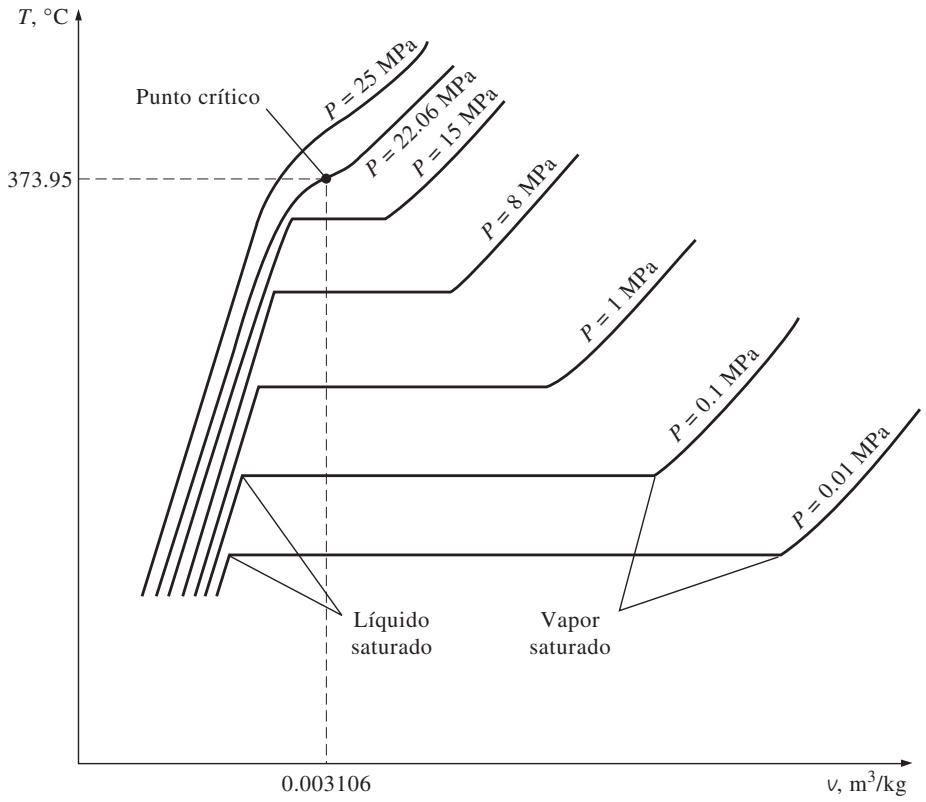


Figura 3-15

Diagrama *T*-v de procesos de cambio de fase a presión constante de una sustancia pura a diferentes presiones (los valores numéricos son para el agua).

toria muy similar a la del proceso realizado con presión de 1 atm, como se muestra en la figura 3-15, aunque hay algunas diferencias notables: primero, a 1 MPa el agua hervirá a una temperatura mucho más alta (179.9 °C), y segundo, el volumen específico del líquido saturado es más grande y el del vapor saturado más pequeño que los valores correspondientes bajo la presión de 1 atm. Es decir, la línea horizontal que conecta los estados de líquido y vapor saturados es más corta.

Para el caso del agua, a medida que aumenta la presión, esta línea de saturación se acorta (Fig. 3-15) y se convierte en un punto cuando la presión alcanza el valor de 22.06 MPa. Este punto se llama **punto crítico** y se define como *el punto en el que los estados de líquido saturado y de vapor saturado son idénticos*.

La temperatura, la presión y el volumen específico de una sustancia en el punto crítico se denominan, respectivamente, *temperatura crítica* T_{cr}, *presión crítica* P_{cr} y *volumen específico crítico* v_{cr}. Para el agua, las propiedades del punto crítico son $P_{cr} = 22.06$ MPa, $T_{cr} = 373.95$ °C y $v_{cr} = 0.003106$ m³/kg. Para el helio, estos valores son 0.23 MPa, –267.85 °C y 0.01444 m³/kg. En el apéndice, las propiedades críticas para diferentes sustancias se presentan en la tabla A-1.

A presiones superiores a la presión crítica no hay un proceso distinto de cambio de fase (Fig. 3-16), pero el volumen específico de la sustancia aumenta de forma continua y en todo momento sólo hay una fase presente. Al final se asemeja al vapor, pero no se podrá decir cuándo ocurrió el cambio. Por encima

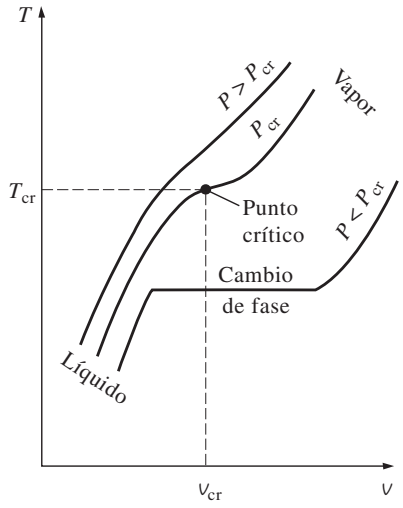


Figura 3-16

A presiones supercríticas ($P > P_{cr}$), no hay proceso definido de cambio de fase (ebullición).

del estado crítico no hay una línea que separe las regiones de líquido comprimido y vapor sobrecalentado, pero es común llamar a la sustancia vapor sobrecalentado a temperaturas superiores a la crítica y líquido comprimido cuando está por debajo de ésta.

Los estados de líquido saturado que se presentan en la figura 3-15 pueden conectarse mediante una línea llamada **línea de líquido saturado**, y los de vapor saturado mediante la **línea de vapor saturado**. Estas dos líneas se unen en el punto crítico formando un punto máximo en la curva (Fig. 3-17*a*), mientras todos los estados de líquido comprimido se localizan en la región a la izquierda de la línea de líquido saturado, conocida como **región de líquido comprimido**, y los de vapor sobrecalentado se encuentran a la derecha de la línea de vapor saturado, en la **región de vapor sobrecalentado**. En estas dos regiones la sustancia existe en una sola fase, líquida o vapor. Todos los estados que abarcan ambas fases en equilibrio se localizan bajo la curva de saturación, en la llamada **región de mezcla saturada líquido-vapor** o **región húmeda**.

2 Diagrama *P-v*

La forma general del diagrama *P-v* de una sustancia pura es similar a la del diagrama *T-v*, pero líneas de *T* constante en este diagrama presentan una tendencia hacia abajo, como se ilustra en la figura 3-17*b*).

Considere una vez más un dispositivo de cilindro-émbolo que contiene agua líquida a 1 MPa y 150 °C. En este estado, el agua existe como un líquido comprimido. Se eliminan una por una las pesas de la parte superior del émbolo, de manera que la presión dentro del cilindro disminuya poco a poco (Fig. 3-18) y se permite que el agua intercambie calor con los alrededores, de modo que su temperatura permanezca constante. A medida que disminuye la presión, el volumen del agua aumenta un poco, y cuando la presión alcanza el valor de saturación (0.4762 MPa) a la temperatura especificada el agua comienza

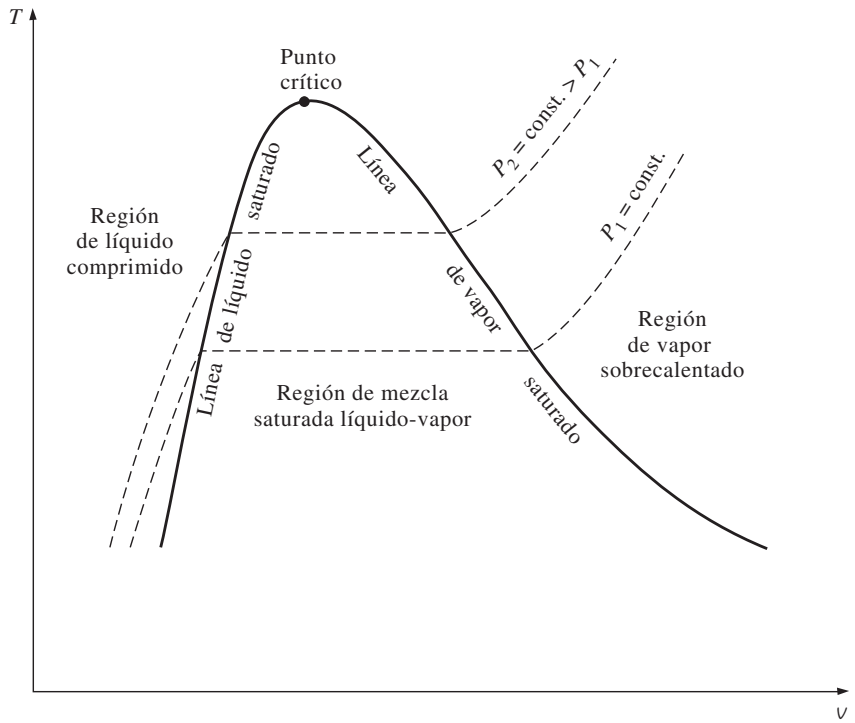


Figura 3-17
a) Diagrama *T-v* de una sustancia pura.

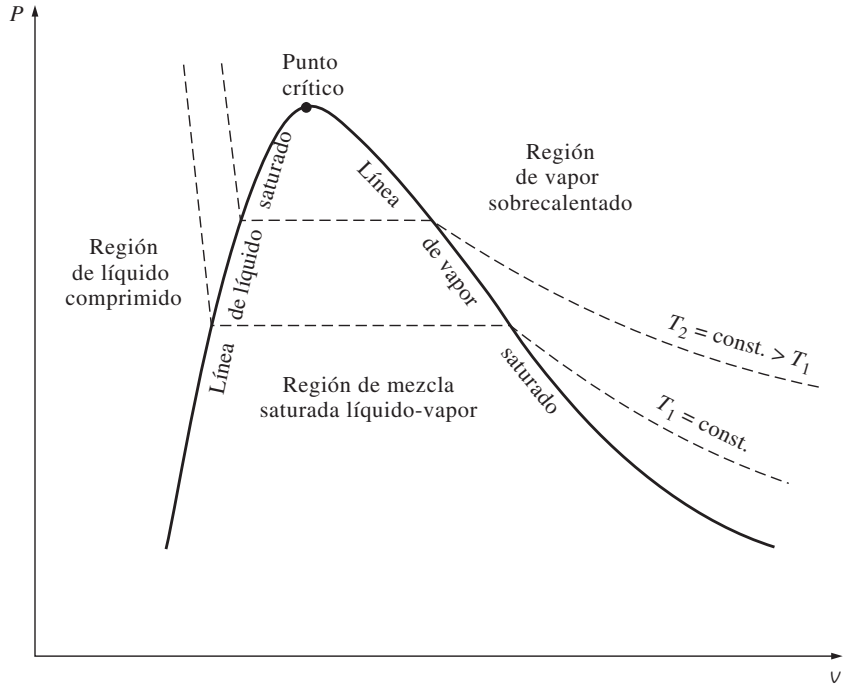


Figura 3-17 (*continuación*)

b) Diagrama *P*-v de una sustancia pura.

a hervir. Durante este proceso de evaporación, tanto la temperatura como la presión permanecen constantes, pero el volumen específico aumenta. Una vez que se evapora la última gota de líquido, la reducción adicional en la presión produce otro aumento en el volumen específico. Observe que durante el proceso de cambio de fase no se quitó ninguna de las pesas; si así se hiciera la presión disminuiría y en consecuencia también lo haría la temperatura [puesto que $T_{sat} = f(P_{sat})$], por lo que el proceso ya no sería isotérmico.

Cuando el proceso se repite para otras temperaturas, se obtienen trayectorias similares para los procesos de cambio de fase. Al conectar mediante una curva los estados de líquido saturado y vapor saturado, se obtiene el diagrama *P*-v de una sustancia pura, como ilustra la figura 3-17*b*).

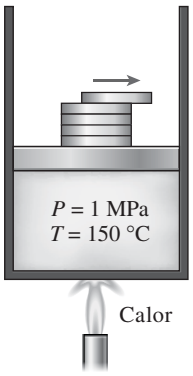
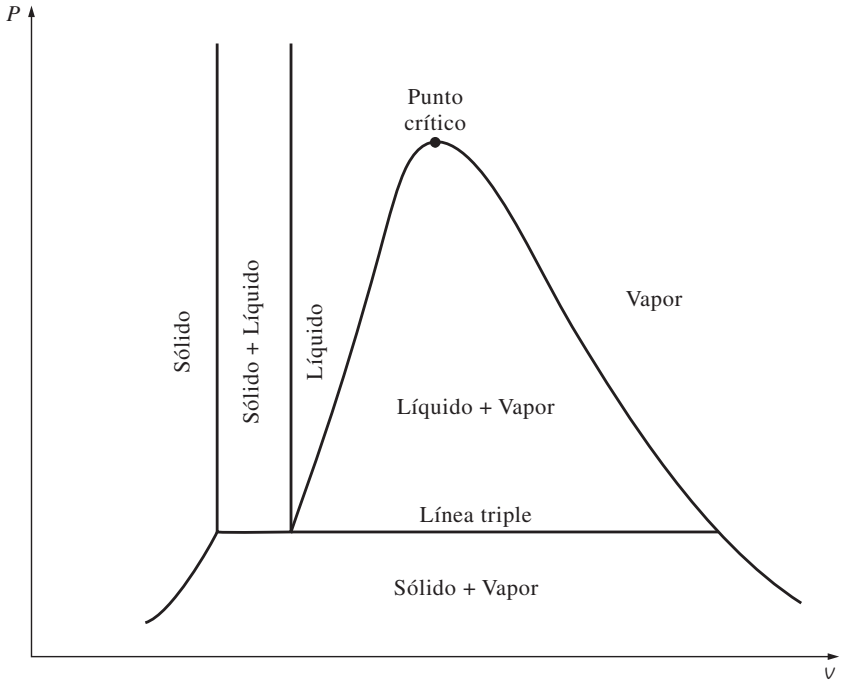


Figura 3-18

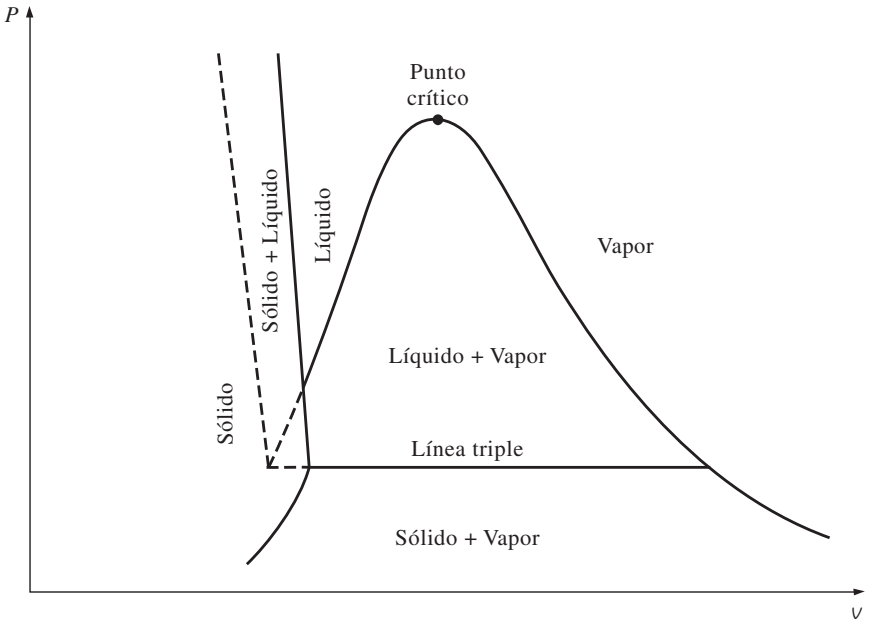
La presión en un dispositivo de cilindro-émbolo se puede disminuir al reducir el peso del émbolo.

Ampliación de los diagramas para incluir la fase sólida

Los dos diagramas de equilibrio desarrollados hasta ahora representan estados de equilibrio en los que sólo están presentes las fases líquida y de vapor. Sin embargo, es posible ampliar estos diagramas para incluir a la sólida, así como a las regiones de saturación sólido-líquido y sólido-vapor. Los principios básicos analizados junto con el proceso de cambio de fase líquido-vapor se aplican del mismo modo a los de sólido-líquido y sólido-vapor. La mayor parte de las sustancias se contraen durante un proceso de solidificación (es decir, congelación), pero otras, como el agua, se expanden cuando se congelan. Los diagramas *P*-v para los dos grupos de sustancias se muestran en las figuras 3-19*a*) y 3-19*b*), y ambos diagramas difieren sólo en la región de saturación sólido-líquido. Los diagramas *T*-v se ven muy similares a los diagramas *P*-v, en especial para sustancias que se contraen cuando se congelan.



a) Diagrama *P*-*v* de una sustancia que se contrae al congelarse.



b) Diagrama *P*-*v* de una sustancia que se expande al congelarse (por ejemplo, agua).

Figura 3-19
Diagramas *P*-*v* de sustancias diferentes.

El hecho de que el agua se expanda al congelarse tiene consecuencias vitales en la naturaleza: si se contrajera cuando se congela, como sucede con la mayor parte de las sustancias, el hielo formado sería más pesado que el agua líquida y se asentaría en el fondo de ríos, lagos u océanos, en lugar de flotar en la superficie. Los rayos del Sol nunca alcanzarían estas capas de hielo y los fondos de muchos ríos, lagos y océanos se cubrirían con hielo casi todo el tiempo, lo cual afectaría seriamente la vida marina.

Figura 3-20
A la presión y temperatura del punto triple, una sustancia existe en tres fases en equilibrio.

Dos fases que están en equilibrio son algo muy familiar, pero en algunas condiciones las tres fases de una sustancia pura también coexisten en equilibrio (Fig. 3-20). En los diagramas *P*-*v* o *T*-*v*, estos estados de tres fases forman una línea llamada **línea triple**. Los estados que se hallan sobre la línea triple de una sustancia tienen la misma presión y temperatura, pero diferentes volúmenes específicos. Dicha línea aparece como un punto sobre los diagramas *P*-*T*; por lo tanto, se denomina **punto triple**. Las temperaturas y presiones de diversas sustancias en este punto se presentan en la tabla 3-3. Para el agua, la temperatura y presión del punto triple son 0.01 °C y 0.6117 kPa,

Tabla 3-3

Temperaturas y presiones del punto triple de varias sustancias

Sustancia	Fórmula	T_{tp}, K	P_{tp}, kPa
Acetileno	C_2H_2	192.4	120
Agua	H_2O	273.16	0.61
Amoniaco	NH_3	195.40	6.076
Argón	A	83.81	68.9
Carbón (grafito)	C	3 900	10 100
Cloruro de hidrógeno	HCl	158.96	13.9
Deuterio	D_2	18.63	17.1
Dióxido de azufre	SO_2	197.69	1.67
Dióxido de carbono	CO_2	216.55	517
Etano	C_2H_6	89.89	8×10^{-4}
Etileno	C_2H_4	104.0	0.12
Helio 4 (punto λ)	He	2.19	5.1
Hexafluoruro de uranio	UF_6	337.17	151.7
Hidrógeno	H_2	13.84	7.04
Mercurio	Hg	234.2	1.65×10^{-7}
Metano	CH_4	90.68	11.7
Monóxido de carbono	CO	68.10	15.37
Neón	Ne	24.57	43.2
Nitrógeno	N_2	63.18	12.6
Óxido nítrico	NO	109.50	21.92
Óxido nitroso	N_2O	182.34	87.85
Oxígeno	O_2	54.36	0.152
Paladio	Pd	1 825	3.5×10^{-3}
Platino	Pt	2 045	2.0×10^{-4}
Titanio	Ti	1 941	5.3×10^{-3}
Xenón	Xe	161.3	81.5
Zinc	Zn	692.65	0.065

Fuente: Datos del National Bureau of Standards (U.S). Circ., 500 (1952).

Figura 3-21
A presiones bajas (inferiores al valor del punto triple), los sólidos se evaporan sin fundirse primero (*sublimación*).

respectivamente. Es decir, las tres fases del agua existirán en equilibrio sólo si la temperatura y la presión tienen precisamente estos valores. Ninguna sustancia puede existir en la fase líquida en equilibrio estable a presiones menores que la del punto triple. Lo mismo sucede con la temperatura de sustancias que se contraen al congelarse. Sin embargo, las sustancias que se hallan a altas presiones existen en la fase líquida a temperaturas menores que la del punto triple; como el agua, que no puede existir en forma líquida en equilibrio a presión atmosférica y temperaturas inferiores a 0 °C, pero existe como un líquido a −20 °C y 200 MPa de presión. Además, el hielo existe en siete fases sólidas diferentes a presiones superiores a 100 MPa.

Hay dos maneras en que una sustancia puede pasar de la fase sólida a la de vapor, ya sea que se funda primero en un líquido y después se evapore, o que se evapore directamente sin haberse fundido previamente. El último caso ocurre a presiones inferiores al valor del punto triple, ya que una sustancia pura no puede existir en la fase líquida a esas presiones (Fig. 3-21). El paso directo de la fase sólida a la de vapor se denomina **sublimación**. Para sustancias que tienen una presión de punto triple superior a la presión atmosférica, como el CO_2 sólido (hielo seco), la sublimación es la única manera de cambiar de la fase sólida a la de vapor en condiciones atmosféricas.

3 Diagrama *P-T*

En la figura 3-22 se ilustra el diagrama *P-T* de una sustancia pura, el cual se conoce como **diagrama de fases** porque las tres fases están separadas entre sí por tres líneas: la de sublimación separa las regiones sólida y de vapor, la de evaporación divide las regiones líquida y de vapor, y la de fusión separa las regiones sólida y líquida. Estas tres líneas convergen en el punto triple, donde las tres fases coexisten en equilibrio. La línea de evaporación finaliza en el punto crítico porque por encima de éste no es posible distinguir las fases líquida y de vapor. Las sustancias que se expanden y contraen al congelarse difieren sólo en la línea de fusión en el diagrama *P-T*.

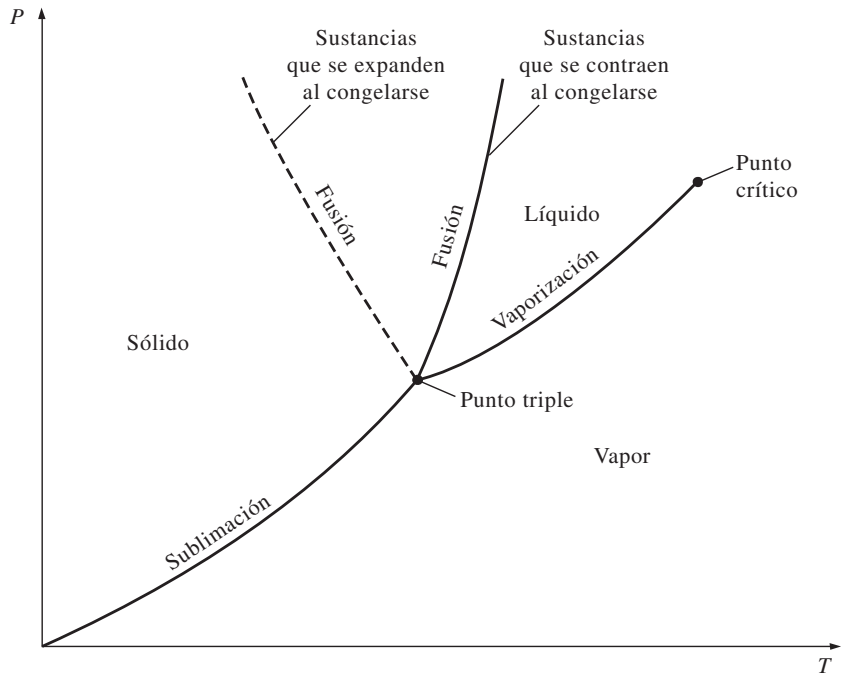


Figura 3-22
Diagrama *P-T* de sustancias puras.

Superficie *P-v-T*

El estado de una sustancia simple compresible se determina mediante dos propiedades intensivas independientes cualquiera: una vez que se han fijado las dos propiedades, todas las demás se vuelven dependientes. Como cualquier ecuación con dos variables independientes en la forma $z = z(x, y)$ representa una superficie en el espacio, es posible representar el comportamiento *P-v-T* de una sustancia como una superficie en el espacio, como se muestra en las

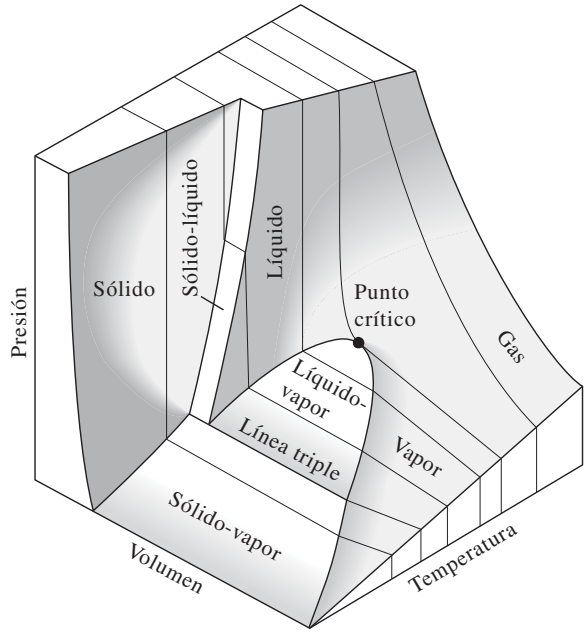


Figura 3-23
Superficie *P-v-T* de una sustancia que se *contrae* al congelarse.

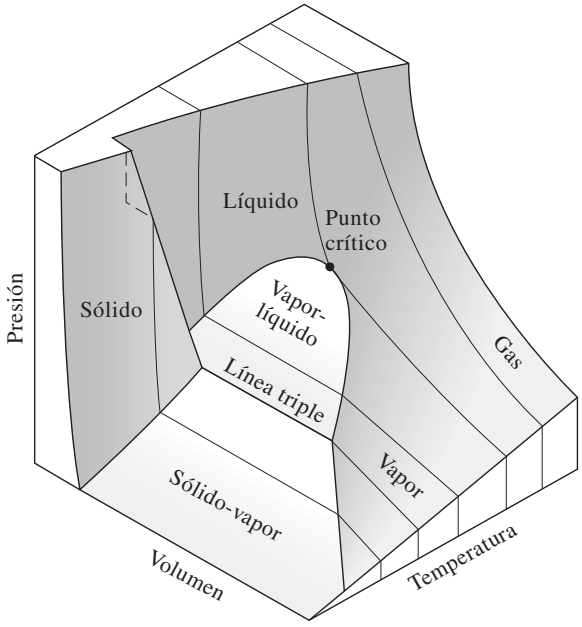


Figura 3-24
Superficie *P-v-T* de una sustancia que se *expande* al congelarse (como el agua).

figuras 3-23 y 3-24, en las que T y v podrían considerarse como las variables independientes (la base) y P la variable dependiente (la altura).

Todos los puntos sobre la superficie representan estados de equilibrio. La totalidad de los estados a lo largo de la trayectoria de un proceso de cuasiequilibrio yacen sobre la superficie P-v-T, ya que tal proceso debe pasar por estados de equilibrio. Las regiones de una sola fase aparecen como superficies curvas sobre la superficie P-v-T, mientras que las de dos como superficies perpendiculares al plano P-T. Esto es de esperarse porque las proyecciones de las regiones de dos fases sobre el plano P-T son líneas.

Todos los diagramas bidimensionales expuestos hasta ahora son proyecciones de esta superficie tridimensional sobre los planos apropiados. Un diagrama P-v es sólo una proyección de la superficie P-v-T sobre el plano P-v, mientras que el diagrama T-v es una proyección vista desde arriba de esta superficie. Las superficies P-v-T presentan de inmediato una gran cantidad de información, pero en un análisis termodinámico es más conveniente trabajar con diagramas bidimensionales, como los diagramas P-v y T-v.

3-5 ▪ Tablas de propiedades

Para la mayor parte de las sustancias, las relaciones entre propiedades termodinámicas son demasiado complejas para expresarse por medio de ecuaciones simples; por lo tanto, las propiedades suelen presentarse en forma de tablas. Algunas propiedades termodinámicas se miden con facilidad, pero otras no y deben calcularse a través de las relaciones que involucren propiedades medibles. Los resultados de estas mediciones y cálculos se presentan en tablas con un formato conveniente. En el siguiente análisis se utilizan tablas de vapor de agua para mostrar el uso de tablas de propiedades termodinámicas. Para otras sustancias, las tablas de propiedades se utilizan de la misma manera.

Para cada sustancia las propiedades termodinámicas se listan en más de una tabla, ya que se prepara una para cada región de interés, como las de vapor sobrecalentado, de líquido comprimido y de saturación (mezcla). Estas tablas se presentan en el apéndice del libro, tanto en unidades del SI como inglesas. Las que están en unidades inglesas tienen el mismo número que las correspondientes en el SI, seguidas de un identificador E. Las tablas A-6 y A-6E, por ejemplo, contienen las propiedades del vapor de agua sobrecalentado, la primera en unidades del SI y la segunda en inglesas. Antes de iniciar la exposición de las tablas es conveniente definir una nueva propiedad llamada *entalpía*.

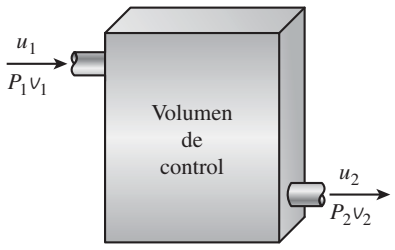


Figura 3-25
La combinación $u + Pv$ suele encontrarse en el análisis de volúmenes de control.

Entalpía: una propiedad de combinación

Quien examine las tablas notará dos nuevas propiedades: entalpía h y entropía s. La entropía es una propiedad relacionada con la segunda ley de la termodinámica y no se usará hasta definirla formalmente en el capítulo 7. Pero en éste sí es conveniente introducir la entalpía.

En el análisis de cierto tipo de procesos, particularmente en la generación de potencia y en refrigeración (Fig. 3-25), a menudo se encuentra la combinación de propiedades $u + Pv$. Para simplificar y por conveniencia, esta com-

binación se define como una nueva propiedad, **entalpía**, la cual se representa mediante el símbolo *h*:

$$h = u + Pv \quad \text{(kJ/kg)} \tag{3-1}$$

o bien,

$$H = U + PV \quad \text{(kJ)} \tag{3-2}$$

Tanto la entalpía total *H*, como la entalpía específica *h*, se indican simplemente como entalpía, ya que el contexto aclarará de cuál se habla. Observe que las ecuaciones anteriores son dimensionalmente homogéneas, es decir, la unidad del producto presión-volumen difiere de la unidad de la energía interna tal vez en un solo factor (Fig. 3-26). Por ejemplo, es fácil mostrar que 1 kPa · m^3 = 1 kJ. En algunas tablas no se incluye la energía interna *u*, pero se determina a partir de $u = h - Pv$.

El extendido uso de la propiedad entalpía se debe al profesor Richard Mollier, quien reconoció la importancia del grupo $u + Pv$ en el análisis de turbinas de vapor y en la representación de las propiedades del vapor de agua en forma tabular y gráfica (como en el famoso diagrama de Mollier). Mollier se refirió al grupo $u + Pv$ como *contenido de calor* y *calor total*, términos que no eran muy congruentes con la terminología de la termodinámica moderna por lo que se sustituyeron en la década de los treinta por el término *entalpía* (de la palabra griega *enthalpien* que significa *calentar*).

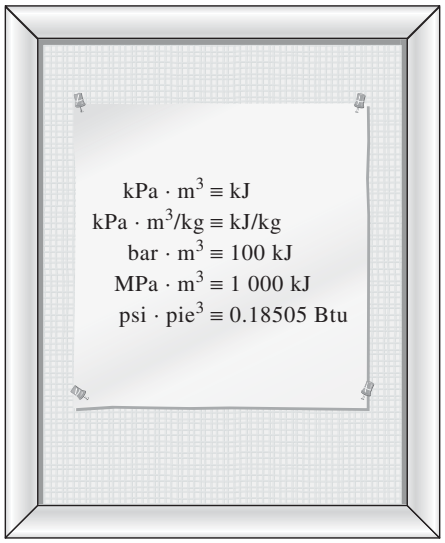


Figura 3-26
El producto *presión* × *volumen* tiene unidades de energía.

1*a* Estados de líquido saturado y de vapor saturado

Las propiedades de líquido saturado y de vapor saturado para el agua se enumeran en las tablas A-4 y A-5, las cuales proporcionan la misma información pero con una única diferencia: en la A-4 las propiedades se enumeran a partir de la temperatura y en la A-5 por la presión. En consecuencia, es más conveniente utilizar la A-4 cuando se tiene la *temperatura* y la A-5 cuando se tiene la *presión*. El uso de la tabla A-4 se ilustra en la figura 3-27.

El subíndice *f* se emplea para denotar propiedades de un líquido saturado y el subíndice *g* para expresar las propiedades de vapor saturado. Estos símbolos son de uso común en termodinámica y provienen del alemán. Otro subíndice común es *fg*, el cual denota la diferencia entre los valores de vapor saturado y líquido saturado de la misma propiedad. Por ejemplo,

v_f = volumen específico del líquido saturado

v_g = volumen específico del vapor saturado

v_{fg} = diferencia entre v_g y v_f (es decir, $v_{fg} = v_g - v_f$)

La cantidad h_{fg} es la **entalpía de vaporización** (o calor latente de vaporización) y representa la cantidad de energía necesaria para evaporar una masa unitaria de líquido saturado a una temperatura o presión determinadas. Disminuye cuando aumenta la temperatura o la presión y se vuelve cero en el punto crítico.

		Volumen específico m^3/kg	
Temp. °C T	Pres. sat. kPa P_{sat}	Líquido sat. v_f	Vapor sat. v_g
85	57.868	0.001032	2.8261
90	70.183	0.001036	2.3593
95	84.609	0.001040	1.9808

Temperatura especificada
Presión de saturación correspondiente
Volumen específico del líquido saturado
Volumen específico del vapor saturado

Figura 3-27
Lista parcial de la tabla A-4.

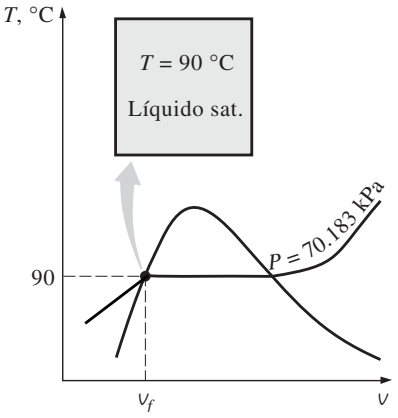


Figura 3-28
Esquema y diagrama T-v para el ejemplo 3-1.

EJEMPLO 3-1 Temperatura del líquido saturado en un recipiente

Un recipiente rígido contiene 50 kg de agua líquida saturada a 90 °C. Determine la presión en el recipiente y el volumen del mismo.

Solución Un recipiente rígido contiene agua líquida saturada. Se determinarán la presión y el volumen del recipiente.
Análisis El estado del agua líquida saturada se muestra en un diagrama T-v, en la figura 3-28. Puesto que en el recipiente existen condiciones de saturación, la presión debe ser la presión de saturación a 90 °C:

$$P = P_{\text{sat a 90 °C}} = \mathbf{70.183\ kPa} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

El volumen específico del líquido saturado a 90 °C es

$$v = v_{\text{f a 90 °C}} = 0.001036\ \text{m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

Entonces el volumen total del recipiente es

$$V = mv = (50\ \text{kg})(0.001036\ \text{m}^3/\text{kg}) = \mathbf{0.0518\ m^3}$$

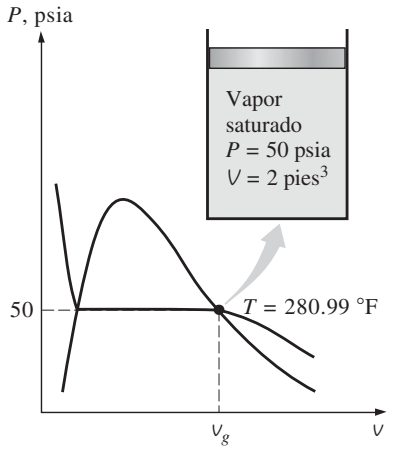


Figura 3-29
Esquema y diagrama P-v para el ejemplo 3-2.

EJEMPLO 3-2 Temperatura del vapor saturado en un cilindro

Un dispositivo que consta de cilindro-émbolo contiene 2 pies^3 de vapor de agua saturado a 50 psia de presión. Determine la temperatura y la masa del vapor dentro del cilindro.

Solución Un cilindro contiene vapor de agua saturado. Se determinarán la temperatura y la masa del vapor.
Análisis El estado del vapor saturado se muestra en un diagrama P-v, en la figura 3-29. Puesto que el cilindro contiene vapor saturado a 50 psia, la temperatura interior debe ser la temperatura de saturación a esta presión:

$$T = T_{\text{sat a 50 psia}} = \mathbf{280.99\ °F} \qquad \text{(Tabla A-5E)}$$

El volumen específico del vapor saturado a 50 psia es

$$v = v_{\text{g a 50 psia}} = 8.5175\ \text{pies}^3/\text{lbm} \qquad \text{(Tabla A-5E)}$$

Entonces la masa del vapor de agua dentro del cilindro es

$$m = \frac{V}{v} = \frac{2\ \text{pies}^3}{8.5175\ \text{pies}^3/\text{lbm}} = \mathbf{0.235\ lbm}$$

EJEMPLO 3-3 Cambio de volumen y energía durante la evaporación

Una masa de 200 gramos de agua líquida saturada se evapora por completo a una presión constante de 100 kPa. Determine *a*) el cambio de volumen y *b*) la cantidad de energía transferida al agua.

Solución Se evapora agua líquida saturada a presión constante. Se determinarán el cambio de volumen y la energía transferida.
Análisis *a*) El proceso descrito se ilustra en un diagrama P-v, en la figura 3-30. El cambio de volumen por unidad de masa durante el proceso de evapo-

ración es v_{fg}, que es la diferencia entre v_g y v_f. Al tomar de la tabla A-5 estos valores a 100 kPa y sustituir, se obtiene

$$v_{fg} = v_g - v_f = 1.6941 - 0.001043 = 1.6931 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Por lo tanto,

$$\Delta V = mv_{fg} = (0.2 \text{ kg})(1.6931 \text{ m}^3/\text{kg}) = \mathbf{0.3386 \text{ m}^3}$$

b) La cantidad de energía necesaria para evaporar una masa unitaria de sustancia a una determinada presión es la entalpía de evaporación a esa presión, que es h_{fg} = 2 257.5 kJ/kg para el agua a 100 kPa. Por lo tanto, la cantidad de energía transferida es

$$mh_{fg} = (0.2 \text{ kg})(2\,257.5 \text{ kJ/kg}) = \mathbf{451.5 \text{ kJ}}$$

Comentario Observe que se han considerado los primeros cuatro dígitos decimales de v_{fg} mientras que el resto no se toma en cuenta. Esto porque v_g posee números significativos solamente hasta los primeros cuatro decimales y se desconocen los números de los otros lugares decimales. Copiar de la calculadora todos los dígitos significaría que se está suponiendo v_g = 1.694100, lo cual no es necesariamente el caso, ya que bien podría ser que v_g = 1.694138, porque este número también se trunca en 1.6941. Todos los dígitos del resultado (1.6931) son significativos, pero si no se truncara el resultado, se obtendría v_{fg} = 1.693057, lo cual implica falsamente que el resultado es preciso hasta el sexto decimal.

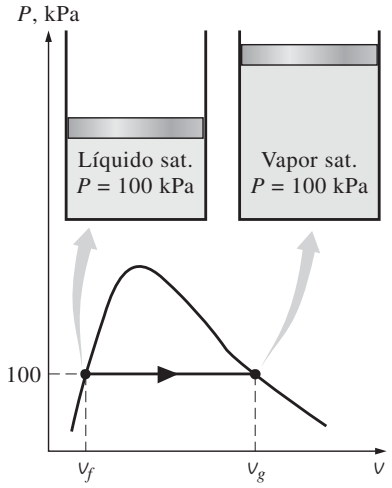


Figura 3-30

Esquema y diagrama *P*-v para el ejemplo 3-3.

1*b* Mezcla saturada de líquido-vapor

Durante un proceso de evaporación, una sustancia existe como una parte líquida y otra de vapor, es decir, es una mezcla de líquido saturado y vapor saturado (Fig. 3-31). Para analizar esta mezcla (vapor húmedo) de manera apropiada, es necesario conocer en qué proporciones se hallan dentro de la mezcla las fases líquida y de vapor. Esto se consigue definiendo una nueva propiedad llamada la **calidad** o **título** x como la razón entre la masa de vapor y la masa total de la mezcla:

$$x = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{total}}} \qquad \textbf{(3-3)}$$

donde

$$m_{\text{total}} = m_{\text{líquido}} + m_{\text{vapor}} = m_f + m_g$$

La calidad tiene significado sólo para *vapor húmedo*, de ahí que para las regiones de líquido comprimido o de vapor sobrecalentado no lo tenga. Su valor está entre 0 y 1: la calidad de un sistema compuesto por *líquido saturado* es 0 (o 0 por ciento) y la de uno compuesto por *vapor saturado* es 1 (o 100 por ciento). En vapor húmedo, la calidad puede servir como una de las dos propiedades intensivas independientes necesarias para describir un estado. Observe que *las propiedades del líquido saturado son las mismas ya sea que éste exista solo o en una mezcla con vapor saturado*. Durante el proceso de vaporización sólo cambia la cantidad de líquido saturado, no sus propiedades, y lo mismo sucede con el vapor saturado.

Un vapor húmedo se puede tratar como una combinación de dos subsistemas: el del líquido saturado y el del vapor saturado. Sin embargo, por lo general se desconoce la cantidad de masa en cada fase; por lo tanto, suele ser más conveniente imaginar que las dos fases se encuentran bien mezcladas y

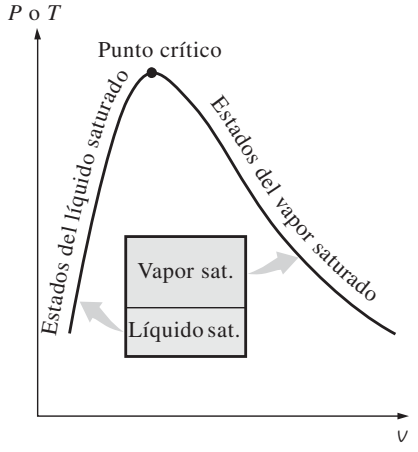


Figura 3-31

Las cantidades relativas de las fases líquida y de vapor en una mezcla saturada se especifican mediante la *calidad x*.

Figura 3-32

Por convención, un sistema de dos fases se puede tratar como una mezcla homogénea.

forman una mezcla homogénea (Fig. 3-32). Entonces, las propiedades de esta "mezcla" serán las propiedades promedio del vapor húmedo en consideración. Esto se ejemplifica a continuación.

Un recipiente contiene un vapor húmedo. El volumen ocupado por el líquido saturado es V_f, mientras que el volumen del vapor saturado es V_g. El volumen total V es la suma de los dos:

$$V = V_f + V_g$$

$$V = mv \longrightarrow m_t v_{prom} = m_f v_f + m_g v_g$$

$$m_f = m_t - m_g \longrightarrow m_t v_{prom} = (m_t - m_g)v_f + m_g v_g$$

Al dividir entre m_t, se obtiene

$$v_{prom} = (1 - x)v_f + x v_g$$

puesto que $x = m_g/m_t$. Esta relación se puede expresar también como

$$v_{prom} = v_f + x v_{fg} \qquad (\mathrm{m^3/kg}) \tag{3-4}$$

donde $v_{fg} = v_g - v_f$. Si se despeja la calidad, se obtiene

$$x = \frac{v_{prom} - v_f}{v_{fg}} \tag{3-5}$$

Con base en esta ecuación, la calidad se puede relacionar con las distancias horizontales en un diagrama P-v o T-v (Fig. 3-33). A una temperatura o presión dadas, el numerador de la ecuación 3-5 es la distancia entre el estado real y el estado del líquido saturado, mientras el denominador es la longitud de toda la línea horizontal que une los estados de líquido saturado y vapor saturado. Un estado de calidad de 50 por ciento queda a la mitad de la línea horizontal.

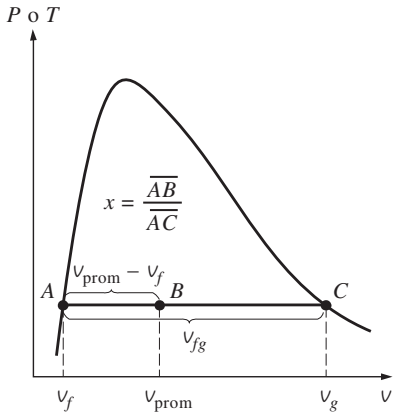


Figura 3-33

La calidad se relaciona con las distancias horizontales en diagramas P-v y T-v.

Es posible repetir el análisis anterior para la energía interna y la entalpía, con los siguientes resultados:

$$u_{prom} = u_f + x u_{fg} \qquad (\mathrm{kJ/kg}) \tag{3-6}$$

$$h_{prom} = h_f + x h_{fg} \qquad (\mathrm{kJ/kg}) \tag{3-7}$$

Todos los resultados tienen el mismo formato, y se pueden resumir en una sola ecuación como

$$y_{prom} = y_f + x y_{fg}$$

donde y es v, u o h. El subíndice "prom" (para "promedio") normalmente se elimina para simplificar. Los valores de las propiedades promedio de los vapores húmedos están siempre *entre* los valores del líquido saturado y las propiedades de vapor saturado (Fig. 3-34). Es decir,

$$y_f \leq y_{prom} \leq y_g$$

Por último, todos los estados de vapor húmedo se localizan bajo la curva de saturación; por lo tanto, para analizar vapores húmedos todo lo que se necesita son los datos de líquido y de vapor saturados (tablas A-4 y A-5 para el caso del agua).

EJEMPLO 3-4 Presión y volumen de un vapor húmedo

Un recipiente rígido contiene 10 kg de agua a 90 °C. Si 8 kg del agua están en forma líquida y el resto como vapor, determine *a*) la presión en el recipiente y *b*) el volumen del recipiente.

Solución Un recipiente rígido contiene un vapor húmedo. Se determinarán la presión y el volumen del recipiente.

Análisis *a*) El estado del vapor húmedo se muestra en la figura 3-35. Como las dos fases coexisten en equilibrio, se tiene un vapor húmedo y la presión debe ser la de saturación a la temperatura dada:

$$P = P_{\text{sat a 90 °C}} = \mathbf{70.183\ kPa} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

b) A 90 °C, se tiene $v_f = 0.001036\ \text{m}^3/\text{kg}$ y $v_g = 2.3593\ \text{m}^3/\text{kg}$ (tabla A-4). Una manera de hallar el volumen del recipiente es determinar el volumen que ocupa cada fase y luego sumarlos:

$$\begin{aligned} V &= V_f + V_g = m_f v_f + m_g v_g \\ &= (8\ \text{kg})(0.001036\ \text{m}^3/\text{kg}) + (2\ \text{kg})(2.3593\ \text{m}^3/\text{kg}) \\ &= \mathbf{4.73\ m^3} \end{aligned}$$

Otra forma es determinar primero la calidad *x*, luego el volumen específico promedio *v* y, por último, el volumen total:

$$x = \frac{m_g}{m_t} = \frac{2\ \text{kg}}{10\ \text{kg}} = 0.2$$

$$\begin{aligned} v &= v_f + x v_{fg} \\ &= 0.001036\ \text{m}^3/\text{kg} + (0.2)[(2.3593 - 0.001036)\ \text{m}^3/\text{kg}] \\ &= 0.473\ \text{m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

y

$$V = mv = (10\ \text{kg})(0.473\ \text{m}^3/\text{kg}) = 4.73\ \text{m}^3$$

Comentario Al parecer, el primer método es más fácil en este caso porque se cuenta con el dato de las masas para cada fase. Sin embargo, en la mayoría de los casos no se cuenta con las masas de cada fase y el segundo método es más conveniente.

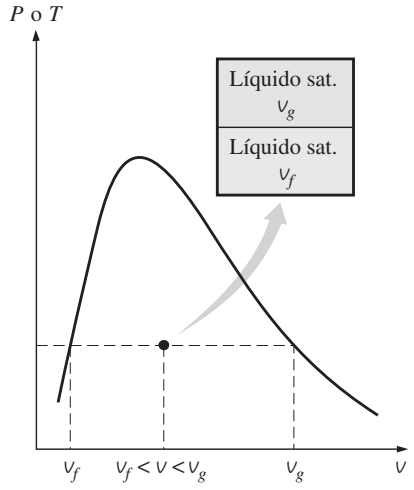


Figura 3-34

El valor *v* de un vapor húmedo yace entre los valores v_f y v_g a *T* o *P* especificadas.

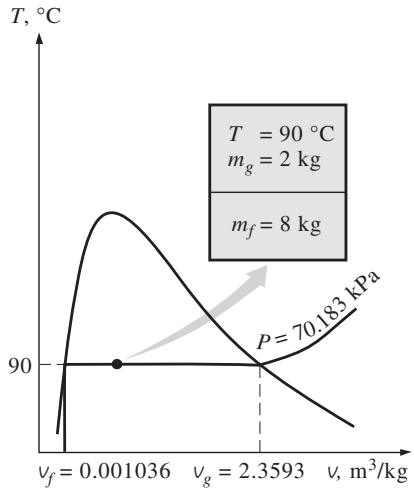


Figura 3-35

Esquema y diagrama *T*-*v* para el ejemplo 3-4.

EJEMPLO 3-5 Propiedades de vapor húmedo

Un recipiente de 80 L contiene 4 kg de refrigerante 134a a una presión de 160 kPa. Determine *a*) la temperatura, *b*) la calidad, *c*) la entalpía del refrigerante y *d*) el volumen que ocupa la fase de vapor.

Solución Un recipiente está lleno con refrigerante 134a y se determinarán algunas propiedades del refrigerante.

Análisis *a*) El estado del vapor húmedo se muestra en la figura 3-36. No se sabe de antemano si el refrigerante está en la región de líquido comprimido,

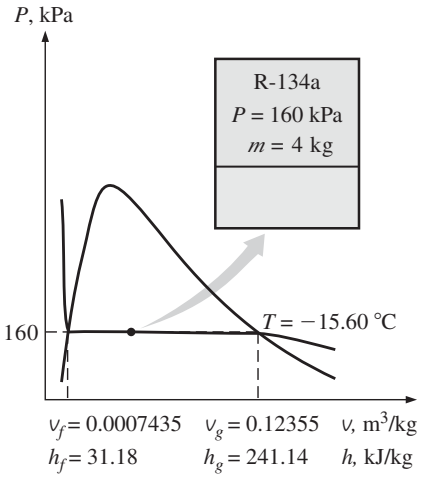


Figura 3-36

Esquema y diagrama *P*-*v* para el ejemplo 3-5.

vapor sobrecalentado o vapor húmedo, pero es posible determinarlo al comparar una propiedad adecuada con los valores del líquido y el vapor saturados. De la información dada, se puede determinar el volumen específico:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{0.080\ \text{m}^3}{4\ \text{kg}} = 0.02\ \text{m}^3/\text{kg}$$

A 160 kPa se toma de la tabla

$$v_f = 0.0007435\ \text{m}^3/\text{kg}$$

$$v_g = 0.12355\ \text{m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tabla A-12)}$$

Resulta obvio que $v_f < v < v_g$, y que el refrigerante está en la región de vapor húmedo, de manera que la temperatura debe ser la de saturación a la presión especificada:

$$T = T_{\text{sat a 160 kPa}} = \mathbf{-15.60\ °C}$$

b) La calidad se puede determinar a partir de

$$x = \frac{v - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.02 - 0.0007435}{0.12355 - 0.0007435} = \mathbf{0.157}$$

c) A 160 kPa, se toma de la tabla A-12 que $h_f = 31.18$ kJ/kg y $h_{fg} = 209.96$ kJ/kg. Entonces,

$$\begin{aligned} h &= h_f + xh_{fg} \\ &= 31.18\ \text{kJ/kg} + (0.157)(209.96\ \text{kJ/kg}) \\ &= \mathbf{64.1\ kJ/kg} \end{aligned}$$

d) La masa del vapor es

$$m_g = xm_t = (0.157)(4\ \text{kg}) = 0.628\ \text{kg}$$

y el volumen que ocupa la fase de vapor es

$$V_g = m_g v_g = (0.628\ \text{kg})(0.12355\ \text{m}^3/\text{kg}) = \mathbf{0.0776\ m^3}\ (\text{o } 77.6\ \text{L})$$

El resto del volumen (2.4 L) lo ocupa el líquido.

	v	*u*	*h*
T, °C	m³/kg	kJ/kg	kJ/kg
	P = 0.1 MPa (99.61 °C)		
Sat.	1.6941	2 505.6	2 675.0
100	1.6959	2 506.2	2 675.8
150	1.9367	2 582.9	2 776.6
⋮	⋮	⋮	⋮
1 300	7.2605	4 687.2	5 413.3
	P = 0.5 MPa (151.83 °C)		
Sat.	0.37483	2 560.7	2 748.1
200	0.42503	2 643.3	2 855.8
250	0.47443	2 723.8	2 961.0

Figura 3-37

Una lista parcial de la tabla A-6.

Las tablas de propiedades también contienen información para mezclas saturadas de sólido-vapor. Por ejemplo, las propiedades de mezclas saturadas hielo-vapor de agua se listan en la tabla A-8. Las mezclas saturadas sólido-vapor se manejan igual que las mezclas saturadas de líquido-vapor.

2 Vapor sobrecalentado

En la región situada a la derecha de la línea de vapor saturado y a temperaturas superiores a la temperatura en el punto crítico, una sustancia existe como vapor sobrecalentado. Como la región sobrecalentada es de una sola fase (únicamente la de vapor), la temperatura y la presión ya no son propiedades dependientes y pueden usarse de manera conveniente como dos propiedades independientes en las tablas. El formato de las tablas de vapor sobrecalentado se ilustra en la figura 3-37.

En estas tablas, las propiedades se indican a la derecha de la temperatura para presiones seleccionadas, empezando por los datos de vapor saturado. La temperatura de saturación se da entre paréntesis después del valor de presión.

En comparación con el vapor saturado, el sobrecalentado se caracteriza por

Presiones menores ($P < P_{sat}$ a una T dada)

Temperaturas superiores ($T > T_{sat}$ a una P dada)

Volúmenes específicos superiores ($v > v_g$ a una P o T dada)

Energías internas superiores ($u > u_g$ a una P o T dada)

Entalpías superiores ($h > h_g$ a una P o T dada)

EJEMPLO 3-6 Energía interna del vapor sobrecalentado

Determine la energía interna del agua a 20 psia y 400 °F.

Solución Se determinará la energía interna del agua en un estado especificado.

Análisis A 20 psia la temperatura de saturación es 227.92 °F. Como $T > T_{sat}$, el agua está en la región de vapor sobrecalentado, entonces la energía interna a la presión y temperatura dadas se determina, a partir de la tabla de vapor sobrecalentado (tabla A-6E), como

$$u = \mathbf{1\ 145.1\ Btu/lbm}$$

EJEMPLO 3-7 Temperatura del vapor saturado

Determine la temperatura del agua en un estado donde P = 0.5 MPa y h = 2 890 kJ/kg.

Solución Se determinará la temperatura del agua en un estado especificado.

Análisis A 0.5 MPa la entalpía del vapor de agua saturado es h_g = 2 748.1 kJ/kg. Puesto que $h > h_g$, como se ilustra en la figura 3-38, se tiene de nuevo vapor sobrecalentado. Debajo de 0.5 MPa en la tabla A-6 se lee

T, °C	h, kJ/kg
200	2 855.8
250	2 961.0

Es evidente que la temperatura está entre 200 y 250 °C. Por interpolación lineal se determina que es

$$T = \mathbf{216.3\ °C}$$

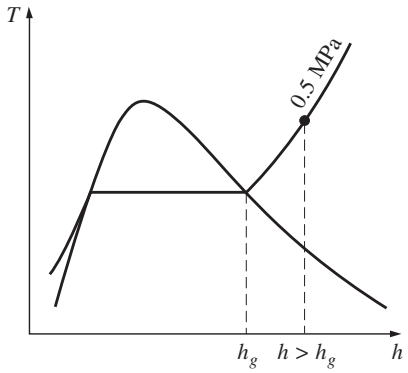


Figura 3-38

A una P especificada, el vapor sobrecalentado existe a una h mayor respecto del vapor saturado (ejemplo 3-7).

3 Líquido comprimido

Las tablas para líquido comprimido no son muy comunes, por lo que la A-7 es la única que se presenta en este libro para dicho caso. El formato de la tabla A-7 es muy similar al de las de vapor sobrecalentado. Una de las razones por las que no hay datos para líquido comprimido es la relativa independencia de sus propiedades respecto a la presión. La variación de las propiedades de líquido comprimido con la presión es muy ligera: aumentar 100 veces esta última ocasiona que las propiedades cambien menos de 1 por ciento.

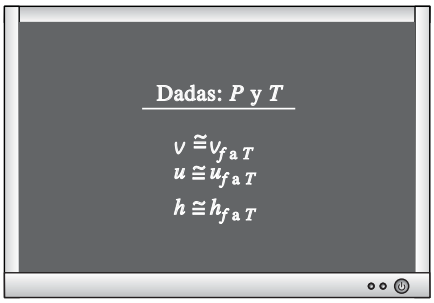


Figura 3-39
Un líquido comprimido se puede aproximar como un líquido saturado a la temperatura dada.

A falta de datos para líquido comprimido, una aproximación general *es considerar al líquido comprimido como un líquido saturado a la temperatura dada* (Fig. 3-39). Esto se debe a que las propiedades del líquido comprimido tienen mayor dependencia de la temperatura que de la presión. Así,

$$y \cong y_{f\,a\,T} \tag{3-8}$$

para líquidos comprimidos donde y es v, u o h. De estas tres, la propiedad cuyo valor es más sensible a las variaciones de presión es la entalpía h. Aunque la aproximación anterior produce un error insignificante en v y u, el error en h puede alcanzar niveles indeseables. Sin embargo, con h a presiones y temperaturas entre bajas y moderadas es posible reducir considerablemente el error al evaluar h a partir de

$$h \cong h_{f\,a\,T} + v_{f\,a\,T}(P - P_{\text{sat a }T}) \tag{3-9}$$

en vez de considerarla igual a h_f. Sin embargo, observe que la aproximación en la ecuación 3-9 no produce ninguna mejora importante a temperaturas y presiones entre moderadas y altas, e incluso podría resultar contraproducente y causar un error mayor debido a la corrección hecha a temperaturas y presiones muy altas (véase Kostic, 2006).

En general, un líquido comprimido está caracterizado por

Presiones superiores ($P > P_{\text{sat}}$ a una T dada)
Temperaturas inferiores ($T < T_{\text{sat}}$ a una P dada)
Volúmenes específicos inferiores ($v < v_f$ a una P o T dada)
Energías internas inferiores ($u < u_f$ a una P o T dada)
Entalpías inferiores ($h < h_f$ a una P o T dada)

Al contrario del vapor sobrecalentado, las propiedades del líquido comprimido no son muy diferentes de los valores correspondientes para el líquido saturado.

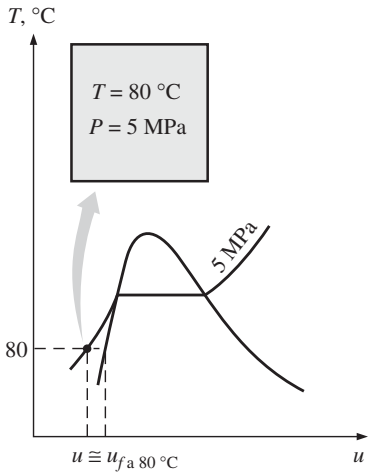


Figura 3-40
Esquema y diagrama *T-u* para el ejemplo 3-8.

EJEMPLO 3-8 Aproximación del líquido comprimido como líquido saturado

Determine la energía interna del agua líquida comprimida a 80 °C y 5 MPa, con *a*) datos de la tabla para líquido comprimido y *b*) datos para líquido saturado. ¿Cuál es el error en el segundo caso?

Solución Se determinarán los valores exacto y aproximado de la energía interna del agua líquida.

Análisis A 80 °C la presión de saturación del agua es de 47.416 kPa, y como 5 MPa $> P_{\text{sat}}$, es obvio que se tiene líquido comprimido, como se ilustra en la figura 3-40.

a) De la tabla de líquido comprimido (tabla A-7)

$$\left.\begin{aligned} P &= 5\ \text{MPa} \\ T &= 80°\text{C} \end{aligned}\right\} \quad u = \mathbf{333.82\ kJ/kg}$$

b) De la tabla de saturación (tabla A-4), se lee

$$u \cong u_{f\,a\,80\,°\text{C}} = \mathbf{334.97\ kJ/kg}$$

El error en que se incurre es

$$\frac{334.97 - 333.82}{333.82} \times 100 = \mathbf{0.34\%}$$

que es menor a 1 por ciento.

Estado de referencia y valores de referencia

Los valores de u, h y s no se pueden medir directamente y se calculan a partir de propiedades medibles mediante las relaciones entre propiedades termodinámicas. Sin embargo, con estas relaciones se obtienen los *cambios* en las propiedades y no sus valores en estados específicos. Por lo tanto, es necesario elegir un *estado de referencia* conveniente y asignar un valor *cero* para una propiedad o propiedades convenientes en ese estado: para el agua, el estado de líquido saturado a 0.01 °C se toma como el estado de referencia, y a la energía interna y la entropía se les asignan valores cero. Para el refrigerante 134a se toma como estado de referencia el del líquido saturado a −40 °C, y a entalpía y entropía se les da el valor cero. Observe que algunas propiedades tienen valores negativos como consecuencia del estado de referencia elegido.

En ocasiones, tablas diferentes muestran distintos valores para algunas propiedades en el mismo estado, como resultado de usar un estado de referencia diferente. A pesar de esto, la termodinámica se interesa por los *cambios* de las propiedades, por lo que el estado de referencia elegido no tiene consecuencias en los cálculos siempre que los valores empleados sean de un solo conjunto congruente de tablas o diagramas.

EJEMPLO 3-9 El uso de las tablas de vapor para determinar propiedades

Para el agua, determine las propiedades faltantes y las descripciones de fase en la siguiente tabla:

	T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	x	Descripción de fase
a)		200		0.6	
b)	125		1 600		
c)		1 000	2 950		
d)	75	500			
e)		850		0.0	

Solución Se determinarán en varios estados las propiedades y las descripciones de fase del agua.

Análisis *a*) La calidad se da como $x = 0.6$, lo que significa que 60 por ciento de la masa está en la fase de vapor y 40 por ciento se encuentra en la fase líquida. Por lo tanto, se tiene una mezcla saturada líquido-vapor (vapor húmedo) a una presión de 200 kPa. Entonces la temperatura debe ser la de saturación a la presión dada:

$$T = T_{\text{sat a 200 kPa}} = \mathbf{120.21\ °C} \qquad \text{(Tabla A-5)}$$

A 200 kPa, se obtiene de la tabla A-5 que $u_f = 504.50$ kJ/kg y $u_{fg} = 2\,024.6$ kJ/kg. Entonces la energía interna promedio de la mezcla es

$$\begin{aligned} u &= u_f + xu_{fg} \\ &= 504.50\ \text{kJ/kg} + (0.6)(2\,024.6\ \text{kJ/kg}) \\ &= \mathbf{1\,719.26\ kJ/kg} \end{aligned}$$

b) Esta vez la temperatura y la energía interna están disponibles, pero se desconoce qué tabla usar para determinar las propiedades faltantes debido a que no hay una pista sobre si se tiene vapor húmedo, líquido comprimido o vapor sobrecalentado. Para determinar la región se recurre primero a la tabla de sa-

turación (tabla A-4) y se determinan los valores de u_f y u_g a la temperatura dada. A 125 °C, se lee $u_f = 524.83$ kJ/kg y $u_g = 2\,534.3$ kJ/kg. A continuación se compara el valor dado de u con estos valores de u_f y u_g recordando que

si	$u < u_f$	se tiene *líquido comprimido*
si	$u_f \leq u \leq u_g$	se tiene *vapor húmedo*
si	$u > u_g$	se tiene *vapor sobrecalentado*

El valor de u en este caso es 1 600, el cual cae entre los valores de u_f y u_g a 125 °C. Por lo tanto, se trata de un vapor húmedo. Entonces la presión debe ser la de saturación a la temperatura dada:

$$P = P_{\text{sat a 125 °C}} = \mathbf{232.23\ kPa} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

La calidad se determina a partir de

$$x = \frac{u - u_f}{u_{fg}} = \frac{1\,600 - 524.83}{2\,009.5} = \mathbf{0.535}$$

Los criterios anteriores para determinar si se tiene líquido comprimido, vapor húmedo o vapor sobrecalentado también se pueden usar cuando la entalpía h o el volumen específico v se dan en lugar de la energía interna u, o cuando se tiene la presión en vez de la temperatura.

c) Este caso es similar al *b*), excepto en que se da la presión en lugar de la temperatura. Siguiendo el argumento anterior, se leen los valores de u_f y u_g a la presión especificada: a 1 MPa, se tiene $u_f = 761.39$ kJ/kg y $u_g = 2\,582.8$ kJ/kg. El valor de u especificado es 2 950 kJ/kg, el cual es mucho mayor que el valor de u_g a 1 MPa. En consecuencia, se tiene vapor sobrecalentado y la temperatura en este estado se determina de la tabla de vapor sobrecalentado mediante interpolación, como

$$T = \mathbf{395.2\ °C} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

En este caso la columna de la calidad quedaría en blanco puesto que no tiene significado para un vapor sobrecalentado.

d) En este otro caso se dan la temperatura y la presión, pero nuevamente no se puede decir qué tabla usar para determinar las propiedades faltantes porque se ignora si se tiene vapor húmedo, líquido comprimido o vapor sobrecalentado. Para determinar la región de la que se trata, se recurre a la tabla de saturación (tabla A-5) y se determina la temperatura de saturación a la presión dada: a 500 kPa, se tiene $T_{\text{sat}} = 151.83$ °C. A continuación se compara el valor T dado con el de T_{sat}, sin olvidar que

si	$T < T_{\text{sat a } P \text{ dada}}$	se tiene *líquido comprimido*
si	$T = T_{\text{sat a } P \text{ dada}}$	se tiene *vapor húmedo*
si	$T > T_{\text{sat a } P \text{ dada}}$	se tiene *vapor sobrecalentado*

Para el caso en cuestión, el valor de T dado es 75 °C, el cual es menor que T_{sat} a la presión especificada. Por lo tanto, se tiene líquido comprimido (Fig. 3-41) y, comúnmente, se determinaría el valor de la energía interna a partir de la tabla de líquido comprimido, pero esta vez la presión dada es mucho menor que el valor mínimo de presión que aparece en la tabla de líquido comprimido (que es 5 MPa); por consiguiente, se justifica tratar el líquido comprimido como líquido saturado a la temperatura dada (*no* presión):

$$u \cong u_{f\,\text{a } 75\ °\text{C}} = \mathbf{313.99\ kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

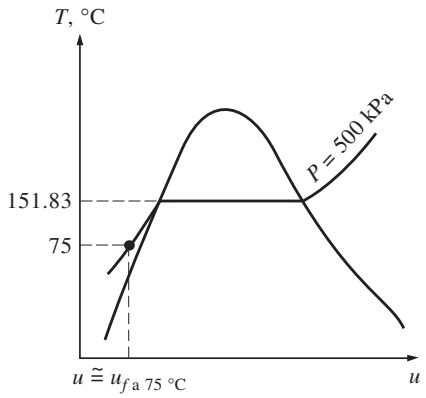


Figura 3-41

A P y T dadas, una sustancia pura existirá como un líquido comprimido si $T < T_{\text{sat a } P}$.

En este caso, la columna de la calidad quedaría en blanco porque la calidad no tiene significado en la región de líquido comprimido.

e) La calidad se da como $x = 0$; por lo tanto, se tiene líquido saturado a la presión especificada de 850 kPa. Entonces la temperatura debe ser la de saturación a la presión dada, mientras que la energía interna debe tener el valor del líquido saturado:

$$T = T_{\text{sat a 850 kPa}} = \mathbf{172.94\ °C}$$
$$u = u_{f\text{ a 850 kPa}} = \mathbf{731.00\ kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-5)}$$

3-6 ▪ Ecuación de estado de gas ideal

Las tablas proporcionan información muy exacta acerca de las propiedades, pero son voluminosas y vulnerables a errores tipográficos. Un enfoque más práctico y deseable sería tener entre las propiedades algunas relaciones simples que sean suficientemente generales y precisas.

Cualquier ecuación que relacione la presión, la temperatura y el volumen específico de una sustancia se denomina **ecuación de estado**. Las relaciones de propiedades que comprenden a otras pertenecientes a una sustancia que se halla en estados de equilibrio, también se conocen como ecuaciones de estado. Hay varias ecuaciones de estado, algunas sencillas y otras muy complejas: la más sencilla y mejor conocida para sustancias en la fase gaseosa es la ecuación de estado de gas ideal, la cual predice el comportamiento P-v-T de un gas con bastante exactitud, dentro de cierta región elegida adecuadamente.

Las palabras *gas* y *vapor* a menudo se utilizan como sinónimos y comúnmente a la fase de vapor de una sustancia se le llama *gas* cuando su temperatura es más alta que la temperatura crítica. El *vapor* normalmente implica un gas que no se encuentra muy alejado del estado de condensación.

En 1662 el inglés Robert Boyle observó durante sus experimentos con una cámara de vacío que la presión de los gases es inversamente proporcional a su volumen. En 1802, los franceses J. Charles y J. Gay-Lussac determinaron de modo experimental que a bajas presiones el volumen de un gas es proporcional a su temperatura. Es decir,

$$P = R\left(\frac{T}{v}\right)$$

o bien,

$$Pv = RT \tag{3-10}$$

donde la constante de proporcionalidad R se denomina **constante del gas**. La ecuación 3-10 es la **ecuación de estado de gas ideal**, o sencillamente **relación de gas ideal**; un gas que obedece esta relación recibe el nombre de **gas ideal**. En esta ecuación, P es la presión absoluta, T es la temperatura absoluta y v es el volumen específico.

La constante R es diferente para cada gas (Fig. 3-42) y se determina a partir de

$$R = \frac{R_u}{M} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K o kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})$$

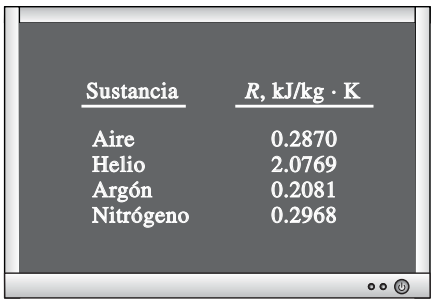


Figura 3-42
Sustancias diferentes tienen distintas constantes del gas.

donde R_u es la **constante universal de los gases** y M es la masa molar (llamada también *peso molecular*) del gas. La constante R_u es la misma para todas las sustancias y su valor es

$$R_u = \begin{cases} 8.31447 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K} \\ 8.31447 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kmol} \cdot \text{K} \\ 0.0831447 \text{ bar} \cdot \text{m}^3/\text{kmol} \cdot \text{K} \\ 1.98588 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R} \\ 10.7316 \text{ psia} \cdot \text{pie}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R} \\ 1\,545.37 \text{ pie} \cdot \text{lbf lbmol} \cdot \text{R} \end{cases} \quad \textbf{(3-11)}$$

La **masa molar** M se define como *la masa de un mol* (llamada también *gramo-mol*, abreviado gmol) *de una sustancia en gramos*, o bien, *la masa de un kmol* (llamada también *kilogramo-mol*, abreviado kgmol) *en kilogramos*. En unidades inglesas es la masa de 1 lbmol en lbm. Note que por la forma en que está definida, la masa molar de una sustancia tiene el mismo valor numérico en ambos sistemas de unidades. Cuando se dice que la masa molar del nitrógeno es 28, significa que la masa de un kmol de nitrógeno es 28 kg, o que la masa de 1 lbmol de nitrógeno es 28 lbm. Es decir, $M = 28$ kg/kgmol = 28 lbm/lbmol. La masa de un sistema es igual al producto de su masa molar M y el número de moles N:

$$m = MN \qquad (\text{kg}) \quad \textbf{(3-12)}$$

Los valores de R y de M para varias sustancias se presentan en la tabla A-1.

La ecuación de estado del gas ideal se escribe de varias maneras diferentes:

$$\forall = m\upsilon \longrightarrow P\forall = mRT \quad \textbf{(3-13)}$$

$$mR = (MN)R = NR_u \longrightarrow P\forall = NR_uT \quad \textbf{(3-14)}$$

$$\forall = N\overline{\upsilon} \longrightarrow P\overline{\upsilon} = R_uT \quad \textbf{(3-15)}$$

donde $\overline{\upsilon}$ es el volumen molar específico, es decir, el volumen por unidad de mol (en m^3/kmol o pie^3/lbmol). En este libro, el guión que aparece arriba de una propiedad denota valores *basados en unidad de mol* (Fig. 3-43).

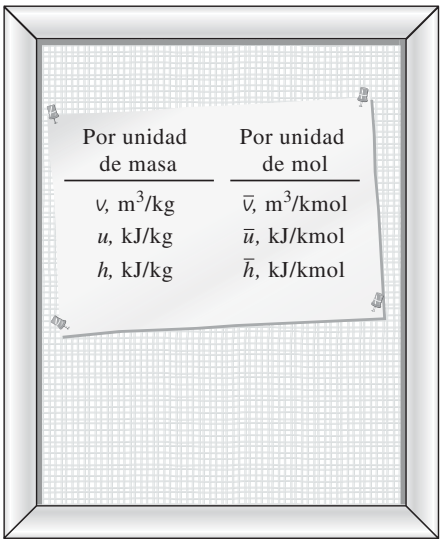


Figura 3-43
Las propiedades por unidad de mol se denotan con un guión superior.

Al escribir dos veces la ecuación 3-13 para una masa fija y simplificar, las propiedades de un gas ideal en dos estados diferentes se relacionan entre sí por medio de

$$\frac{P_1\forall_1}{T_1} = \frac{P_2\forall_2}{T_2} \quad \textbf{(3-16)}$$

Un gas ideal es una sustancia *imaginaria* que obedece a la relación $P\upsilon = RT$. Experimentalmente, se ha observado que la relación de gas ideal se aproxima mucho al comportamiento P-υ-T de los gases reales a bajas densidades: ya que bajo condiciones que implican presiones bajas y temperaturas altas la densidad de un gas disminuye y se comporta como gas ideal. A qué se refiere con baja presión y alta temperatura se explicarán posteriormente.

Para intereses prácticos, muchos gases familiares como el aire, nitrógeno, oxígeno, hidrógeno, helio, argón, neón, criptón e incluso algunos más pesados como el dióxido de carbono, pueden tratarse como gases ideales con un margen de error insignificante (con frecuencia menor a 1 por ciento). Sin embargo, los gases densos, como el vapor de agua en las centrales eléctricas y el vapor de refrigerante en los refrigeradores, no deben considerarse como gases ideales, por lo que es necesario usar tablas de propiedades.

EJEMPLO 3-10 **Elevación de temperatura del aire en un neumático durante un viaje**

La presión manométrica de un neumático de automóvil se mide como 210 kPa antes de un viaje, y 220 kPa después del viaje, en una ubicación donde la presión atmosférica es de 95 kPa (Fig. 3-44). Suponiendo que el volumen del neumático permanece constante y la temperatura del aire antes del viaje es de 25 °C, determine la temperatura del aire en el neumático después del viaje.

Solución La presión de un neumático de automóvil se mide antes y después de un viaje. La temperatura del aire en el neumático después del viaje se debe determinar.

Suposiciones **1** El volumen del neumático permanece constante. **2** El aire es un gas ideal.

Propiedades La presión atmosférica local es de 95 kPa.

Análisis Las presiones absolutas en el neumático antes y después del viaje son

$$P_1 = P_{\text{manométrica1}} + P_{\text{atm}} = 210 + 95 = 305\ \text{kPa}$$
$$P_2 = P_{\text{manométrica2}} + P_{\text{atm}} = 220 + 95 = 315\ \text{kPa}$$

Observe que el aire es un gas ideal y el volumen es constante, y la temperatura del aire se determina como

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \longrightarrow T_2 = \frac{P_2}{P_1} T_1 = \frac{315\,\text{kPa}}{305\ \text{kPa}}\ (25 + 273\ \text{K}) = 307.8\ \text{K} = \mathbf{34.8\ °C}$$

Por lo tanto, la temperatura absoluta del aire en el neumático aumentará en 3.29 por ciento

Comentario Observe que la temperatura del aire se ha elevado casi 10 °C. Esto muestra la importancia de medir las presiones de los neumáticos antes de viajes largos, para evitar errores debidos a la elevación de la temperatura del aire en el neumático. Asimismo, observe que se usa la unidad Kelvin para la temperatura en la relación de gases ideales.

Figura 3-44

© Stockbyte/Getty Images RF

¿El vapor de agua es un gas ideal?

Esta pregunta no se contesta con un simple sí o no. El error en que se incurre al considerar el vapor de agua como un gas ideal se calcula y se representa en la figura 3-45, en la que es claro que a presiones inferiores a 10 kPa el vapor de agua se puede considerar como un gas ideal, sin importar su temperatura, con un error insignificante (menor de 0.1 por ciento). Sin embargo, a presiones superiores suponer que el vapor de agua es un gas ideal produce errores inaceptables, en particular en la vecindad del punto crítico y la línea de vapor saturado (mayores a 100 por ciento). Por lo tanto, para sistemas de aire acondicionado el vapor de agua en el aire se puede tratar como un gas ideal sin ningún error porque la presión del vapor de agua es muy baja. No obstante, las presiones que se manejan en centrales eléctricas son muy altas, así que en tales casos no deben usarse las relaciones de gas ideal.

3-7 ▪ Factor de compresibilidad, una medida de la desviación del comportamiento de gas ideal

La ecuación de gas ideal es muy simple, por lo tanto, muy conveniente de usar. Pero como ilustra la figura 3-45, los gases se desvían de manera impor-

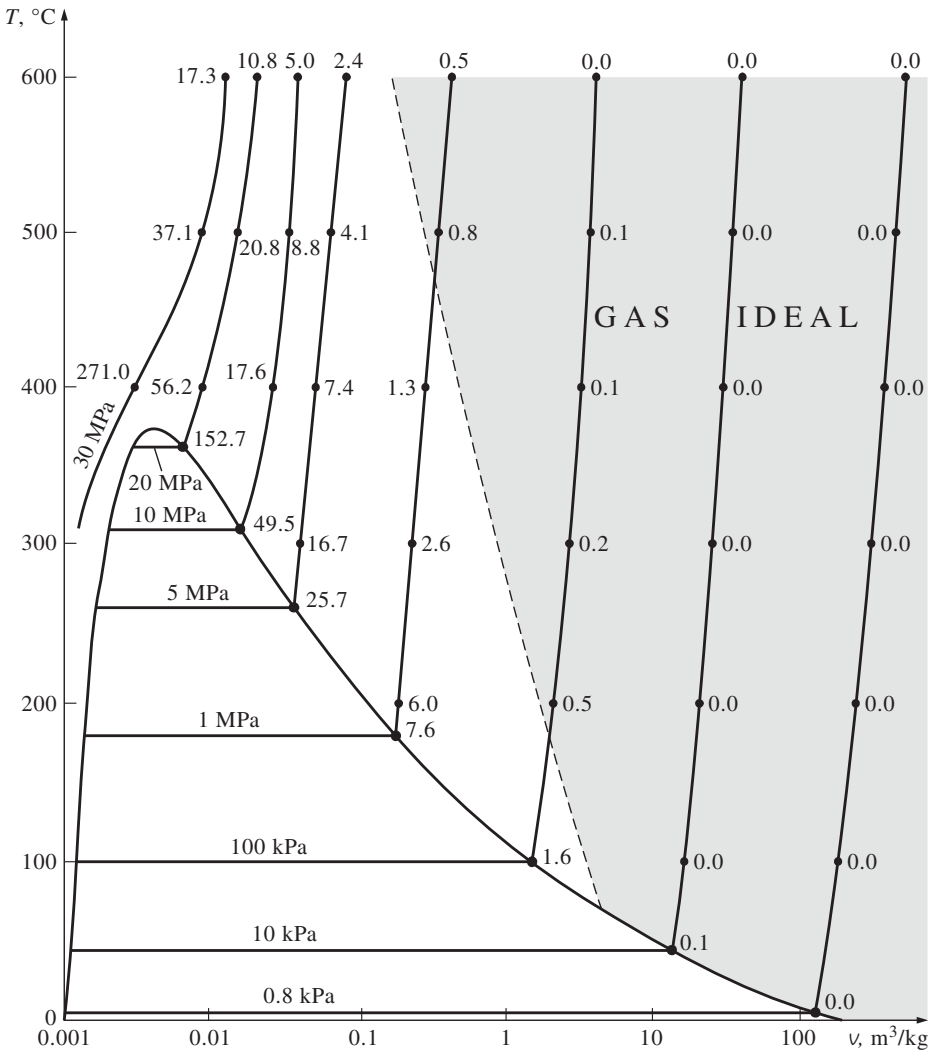


Figura 3-45

Porcentaje de error ($[|v_{tabla} - v_{ideal}|/v_{tabla}] \times 100$) en que se incurre al suponer que el vapor es un gas ideal, y la región donde el vapor se puede tratar como un gas ideal con un porcentaje de error menor a 1 por ciento.

tante del comportamiento de gas ideal en estados cercanos a la región de saturación y el punto crítico. Esta desviación a temperatura y presión especificadas se toma en cuenta con exactitud mediante la introducción de un factor de corrección llamado **factor de compresibilidad** Z, definido como

$$Z = \frac{Pv}{RT} \tag{3-17}$$

o bien,

$$Pv = ZRT \tag{3-18}$$

Se puede expresar también como

$$Z = \frac{v_{actual}}{v_{ideal}} \tag{3-19}$$

donde $v_{ideal} = RT/P$. Es evidente que $Z = 1$ para gases ideales, mientras que para los reales puede ser mayor o menor que la unidad (Fig. 3-46). Cuanto más lejos se encuentra Z de la unidad, mayor es la desviación que el gas presenta respecto al comportamiento de gas ideal.

Se ha dicho que los gases siguen la ecuación de gas ideal a bajas presiones y altas temperaturas, ¿pero qué es exactamente lo que constituye baja presión y alta temperatura? ¿Es −100 °C una temperatura baja? Definitivamente lo es para muchas sustancias, pero no para el aire. El aire (o el nitrógeno) puede tratarse como gas ideal a esta temperatura y a la presión atmosférica con un error inferior a 1 por ciento. Esto se debe a que el nitrógeno está por arriba de su

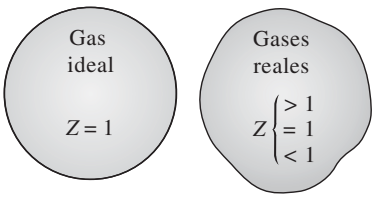


Figura 3-46

El factor de compresibilidad es la unidad para los gases ideales.

temperatura crítica (−147 °C) y lejos de la región de saturación. Sin embargo, a esta temperatura y presión la mayor parte de las sustancias existirían en la fase sólida. Por consiguiente, la presión o temperatura de una sustancia es alta o baja en relación con su temperatura o presión críticas.

Los gases se comportan de manera diferente a determinadas temperatura y presión, pero se comportan de manera muy parecida a temperaturas y presiones normalizadas respecto a sus temperaturas y presiones críticas. La normalización se efectúa como

$$P_R = \frac{P}{P_{\text{cr}}} \quad \text{y} \quad T_R = \frac{T}{T_{\text{cr}}} \tag{3-20}$$

En la que P_R es la **presión reducida** y T_R la **temperatura reducida**. El factor Z para todos los gases es aproximadamente el mismo a iguales presión y temperatura reducidas, lo cual recibe el nombre de **principio de estados correspondientes**. En la figura 3-47 los valores de Z determinados de forma experimental se representan para varios gases, contra P_R y T_R. Al parecer los gases obedecen bastante bien el principio de estados correspondientes. Al ajustar los datos se obtiene la **carta de compresibilidad generalizada**, que puede emplearse para todos los gases (Fig. A-15).

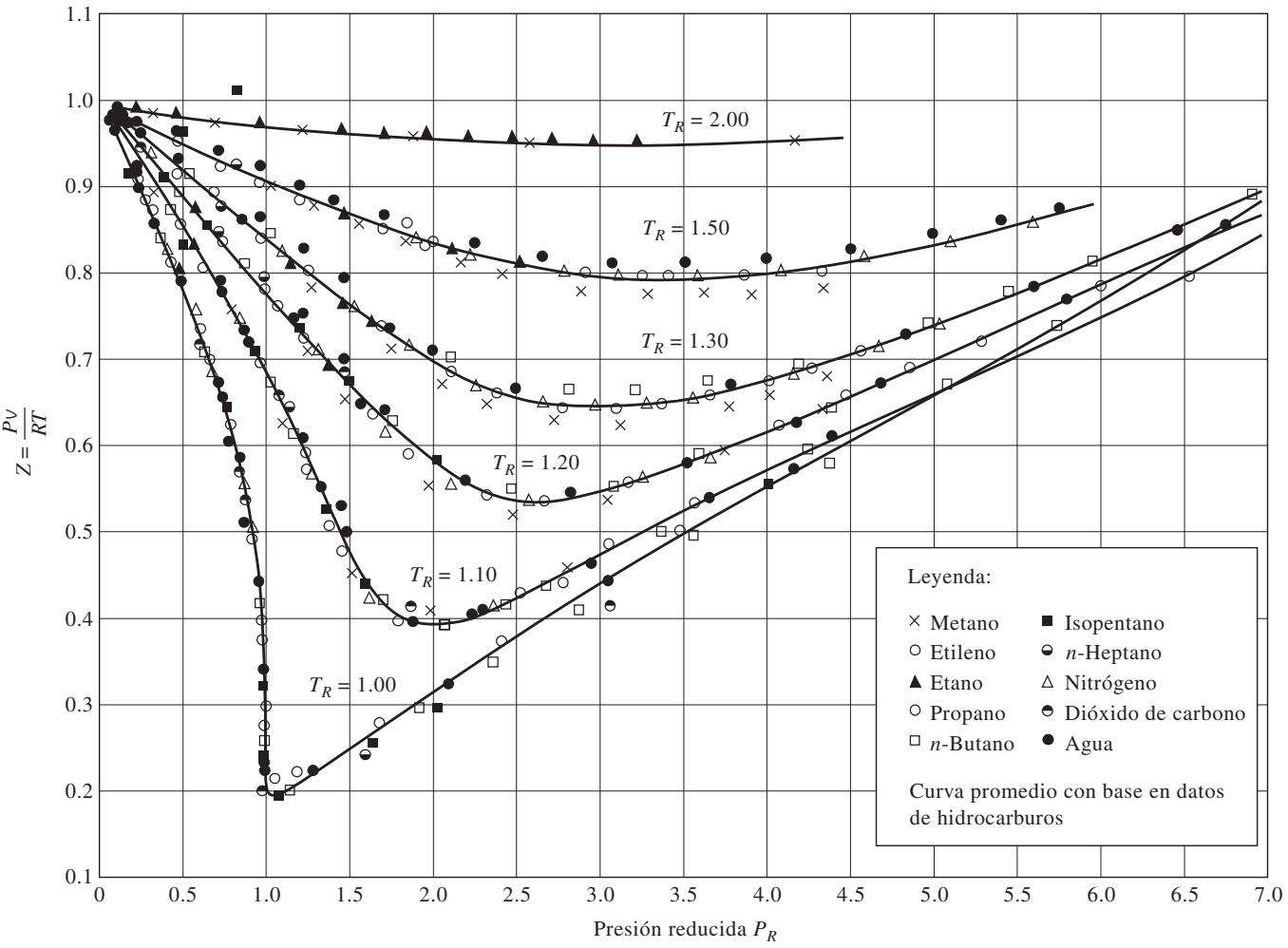


Figura 3-47

Comparación de factores Z para varios gases.

Fuente: Gour-Jen Su, "Modified Law of Corresponding States", Ind. Eng. Chem. *(ed. internacional), 38 (1946), p. 803.*

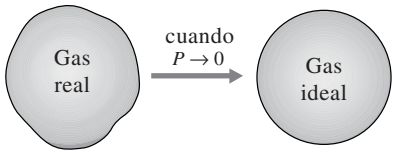


Figura 3-48

A muy bajas presiones, los gases se aproximan al comportamiento ideal (sin importar su temperatura).

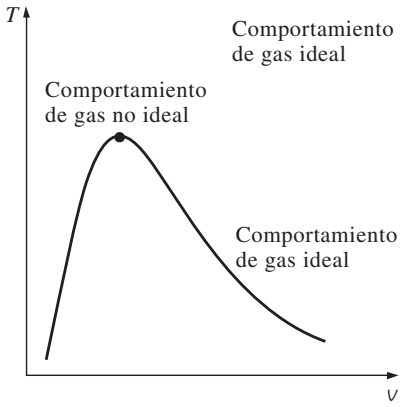


Figura 3-49

Los gases se desvían del comportamiento de gas ideal principalmente cuando están cercanos al punto crítico.

De la carta de compresibilidad generalizada se hacen las siguientes observaciones:

1. A presiones muy bajas ($P_R \ll 1$), los gases se comportan como un gas ideal sin considerar la temperatura (Fig. 3-48).
2. A temperaturas altas ($T_R > 2$), es posible suponer con buena precisión el comportamiento de gas ideal, independientemente de la presión (excepto cuando $P_R \gg 1$).
3. La desviación de un gas respecto al comportamiento de gas ideal es mayor cerca del punto crítico (Fig. 3-49).

EJEMPLO 3-11 Uso de la carta de compresibilidad generalizada

Determine el volumen específico del refrigerante 134a a 1 MPa y 50 °C, con *a*) la ecuación de estado de gas ideal y *b*) la carta de compresibilidad generalizada. Compare los valores obtenidos para el valor real de 0.021796 m^3/kg y determine el error en cada caso.

Solución El volumen específico del refrigerante 134a se determinará suponiendo comportamientos de gas ideal y no ideal.

Análisis La constante del gas, la presión crítica y la temperatura crítica del refrigerante 134a se determinan de la tabla A-1 como

$$R = 0.0815 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K}$$

$$P_{cr} = 4.059 \text{ MPa}$$

$$T_{cr} = 374.2 \text{ K}$$

a) El volumen específico del refrigerante 134a, si se supone un comportamiento de éste como gas ideal es

$$v = \frac{RT}{P} = \frac{(0.0815 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(323 \text{ K})}{1\,000 \text{ kPa}} = \mathbf{0.026325 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

Por lo tanto, tratar al vapor del refrigerante 134a como gas ideal daría como resultado un error de (0.026325 − 0.021796)/0.021796 = 0.208, o 20.8 por ciento en este caso.

b) Para determinar el factor de corrección *Z* de la carta de compresibilidad, se requiere calcular primero la presión y la temperatura reducidas:

$$\left.\begin{aligned} P_R &= \frac{P}{P_{cr}} = \frac{1 \text{ MPa}}{4.059 \text{ MPa}} = 0.246 \\ T_R &= \frac{T}{T_{cr}} = \frac{323 \text{ K}}{374.2 \text{ K}} = 0.863 \end{aligned}\right\} \quad Z = 0.84$$

Así,

$$v = Zv_{\text{ideal}} = (0.84)(0.026325 \text{ m}^3/\text{kg}) = \mathbf{0.022113 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

Comentario El error en este resultado es menor a 2 por ciento; por lo tanto, en ausencia de datos tabulados, la carta de compresibilidad generalizada se puede usar con confianza.

Cuando se tienen P y v o T y v en lugar de P y T, es posible utilizar la carta de compresibilidad generalizada incluso para determinar la tercera propiedad, pero se requeriría el tedioso procedimiento de prueba y error. Por lo tanto, es necesario definir otra propiedad reducida llamada **volumen específico pseudorreducido** v_R como

$$v_R = \frac{v_{\text{actual}}}{RT_{\text{cr}}/P_{\text{cr}}} \tag{3-21}$$

Observe que v_R se define de modo diferente que P_R y T_R, y que se relaciona con T_{cr} y P_{cr} en lugar de v_{cr}. Las líneas de v_R constante se agregan también a la carta de compresibilidad, lo cual permite determinar T o P sin tener que recurrir a repetidas iteraciones (Fig. 3-50).

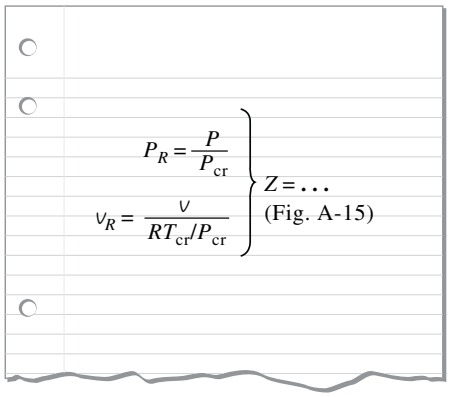


Figura 3-50
El factor de compresibilidad se puede determinar también de valores conocidos de P_R y v_R.

EJEMPLO 3-12 Uso de carta de compresibilidad generalizada para determinar la presión

Determine la presión del vapor de agua a 600 °F y 0.51431 pie³/lbm con *a*) las tablas de vapor, *b*) la ecuación del gas ideal y *c*) la carta de compresibilidad generalizada.

Solución Se determinará la presión del vapor de agua en tres formas distintas.

Análisis En la figura 3-51 se presenta un bosquejo del sistema. La constante del gas, la presión crítica y la temperatura crítica del vapor de agua se determinan de la tabla A-1E como

$$R = 0.5956 \text{ psia} \cdot \text{pie}^3/\text{lbm} \cdot \text{R}$$
$$P_{\text{cr}} = 3\,200 \text{ psia}$$
$$T_{\text{cr}} = 1\,164.8 \text{ R}$$

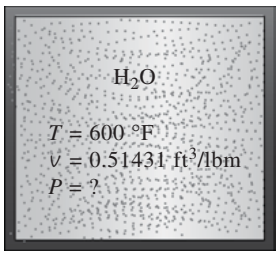


Figura 3-51
Esquema para el ejemplo 3-12.

a) La presión en el estado especificado se determina de la tabla A-6E como

$$\left.\begin{array}{l} v = 0.51431 \text{ pie}^3/\text{lbm} \\ T = 600 \text{ °F} \end{array}\right\} \quad P = \mathbf{1\,000 \text{ psia}}$$

Éste es el valor determinado de forma experimental y, por lo tanto, el más preciso.

b) La presión del vapor de agua suponiendo que es un gas ideal se determina de la relación del gas ideal como

$$P = \frac{RT}{v} = \frac{(0.5956 \text{ psia} \cdot \text{pie}^3/\text{lbm} \cdot \text{R})(1\,060 \text{ R})}{0.51431 \text{ pie}^3/\text{lbm}} = \mathbf{1\,228 \text{ psia}}$$

Por lo tanto, considerar al vapor de agua como un gas ideal produciría un error de (1 228 − 1 000)/1 000 = 0.228 o 22.8 por ciento en este caso.

c) Para determinar el factor de corrección Z de la carta de compresibilidad (Fig. A-15) se necesita calcular primero el volumen específico pseudorreducido y la temperatura reducida:

$$\left.\begin{array}{l} v_R = \dfrac{v_{\text{actual}}}{RT_{\text{cr}}/P_{\text{cr}}} = \dfrac{(0.51431 \text{ pie}^3/\text{lbm})(3\,200 \text{ psia})}{(0.5956 \text{ psia} \cdot \text{pie}^3/\text{lbm} \cdot \text{R})(1\,164.8 \text{ R})} = 2.372 \\ T_R = \dfrac{T}{T_{\text{cr}}} = \dfrac{1\,060 \text{ R}}{1\,164.8 \text{ R}} = 0.91 \end{array}\right\} \quad P_R = 0.33$$

	P, psia
Exacto	1 000
Gráfica de Z	1 056
Gas ideal	1 228

(del ejemplo 3-12)

Figura 3-52
Los resultados obtenidos al usar la carta de compresibilidad están normalmente a unas cuantas unidades de porcentaje respecto de los valores reales.

Figura 3-53
A lo largo de la historia han sido propuestas varias ecuaciones de estado.

Así,

$$P = P_R P_{cr} = (0.33)(3\ 200\ \text{psia}) = \mathbf{1\ 056\ psia}$$

Comentario Usar la carta de compresibilidad redujo el error de 22.8 a 5.6 por ciento, lo cual es aceptable para la mayor parte de los propósitos de ingeniería (Fig. 3-52). Por supuesto, una carta más grande, ofrecería mejor resolución y reduciría los errores de lectura. Observe que no se tuvo que determinar Z en este problema puesto que se pudo leer P_R directamente de la carta.

3-8 ▪ Otras ecuaciones de estado

La ecuación de estado de gas ideal es muy simple, pero su ámbito de aplicabilidad es limitado. Es deseable tener ecuaciones de estado que representen con precisión y sin limitaciones el comportamiento P-v-T de las sustancias en una región más grande. Naturalmente, esta clase de ecuaciones son más complicadas. Para este propósito han sido propuestas varias ecuaciones (Fig. 3-53), pero sólo se analizarán tres: la ecuación de *Van der Waals* por ser una de las primeras, la de estado de *Beattie-Bridgeman* porque es una de las más conocidas y razonablemente precisa, y la de *Benedict-Webb-Rubin* por ser una de las más recientes y muy precisa.

Ecuación de estado de Van der Waals

La ecuación de estado de Van der Waals se propuso en 1873, tiene dos constantes que se determinan del comportamiento de una sustancia en el punto crítico, y está dada por

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT \qquad \textbf{(3-22)}$$

Van der Waals intentó mejorar la ecuación de estado de gas ideal al incluir dos de los efectos no considerados en el modelo de gas ideal: las *fuerzas de atracción intermoleculares* y el *volumen que ocupan las moléculas por sí mismas*. El término a/v^2 toma en cuenta las fuerzas intermoleculares y b el volumen que ocupan las moléculas de gas. En una habitación a presión y temperatura atmosféricas, el volumen que en realidad ocupan las moléculas es alrededor de la milésima parte del volumen de la habitación. A medida que aumenta la presión, el volumen ocupado por las moléculas se vuelve una parte cada vez más importante del volumen total. Van der Waals propuso corregir esto reemplazando v en la relación del gas ideal por $v - b$, donde b representa el volumen que ocupan las moléculas de gas por unidad de masa.

La determinación de las dos constantes que aparecen en esta ecuación se basa en la observación de que la isoterma crítica en un diagrama P-v tiene un punto de inflexión horizontal en el punto crítico (Fig. 3-54). Así, las derivadas primera y segunda de P con respecto a v en el punto crítico deben ser cero. Es decir,

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_{T=T_{cr}=\text{const}} = 0 \quad \text{y} \quad \left(\frac{\partial^2 P}{\partial v^2}\right)_{T=T_{cr}=\text{const}} = 0$$

Al llevar a cabo las derivadas y eliminar v_{cr}, se obtienen las constantes a y b

$$a = \frac{27R^2T_{cr}^2}{64P_{cr}} \quad \text{y} \quad b = \frac{RT_{cr}}{8P_{cr}} \tag{3-23}$$

Para cualquier sustancia, las constantes a y b se determinan únicamente de los datos del punto crítico (tabla A-1).

La exactitud de la ecuación de estado de Van der Waals suele ser inadecuada, pero se puede mejorar si se usan valores de a y b basados en el comportamiento real del gas en un intervalo más amplio, en lugar de un solo punto. A pesar de sus limitaciones, la ecuación de estado de Van der Waals tiene un gran valor histórico porque representa uno de los primeros intentos de modelar el comportamiento de los gases reales. Esta ecuación se puede expresar también por unidad mol al reemplazar v en la ecuación 3-22 por $\bar{v}$ y la R en las ecuaciones 3-22 y 3-23 por R_u.

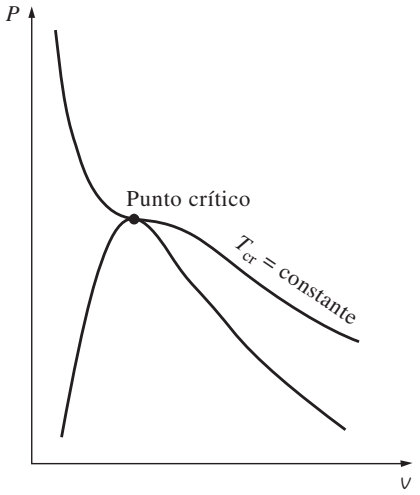


Figura 3-54
La isoterma crítica de una sustancia pura tiene un punto de inflexión en el estado crítico.

Ecuación de estado de Beattie-Bridgeman

La ecuación de Beattie-Bridgeman, propuesta en 1928, es una ecuación de estado basada en cinco constantes determinadas de forma experimental. Se expresa como

$$P = \frac{R_uT}{\bar{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\bar{v}T^3}\right)(\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2} \tag{3-24}$$

donde

$$A = A_0\left(1 - \frac{a}{\bar{v}}\right) \quad \text{y} \quad B = B_0\left(1 - \frac{b}{\bar{v}}\right) \tag{3-25}$$

Las constantes que aparecen en la ecuación anterior se ofrecen en la tabla 3-4 para varias sustancias. Se sabe que la ecuación de Beattie-Bridgeman es razonablemente precisa para densidades de hasta $0.8\rho_{cr}$, donde ρ_{cr} es la densidad de la sustancia en el punto crítico.

Ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin

En 1940, Benedict, Webb y Rubin ampliaron la ecuación de Beattie-Bridgeman y consiguieron aumentar el número de constantes a ocho. Se expresa como

$$P = \frac{R_uT}{\bar{v}} + \left(B_0R_uT - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_uT - a}{\bar{v}^3} + \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2} \tag{3-26}$$

Los valores de las constantes que aparecen en esta ecuación se dan en la tabla 3-4. Esta ecuación puede manejar sustancias a densidades de hasta $2.5\rho_{cr}$. En 1962, Strobridge amplió aún más esta ecuación al aumentar el número de constantes a 16 (Fig. 3-55).

Ecuación de estado virial

La ecuación de estado de una sustancia se puede expresar también en forma de una serie, como

$$P = \frac{RT}{v} + \frac{a(T)}{v^2} + \frac{b(T)}{v^3} + \frac{c(T)}{v^4} + \frac{d(T)}{v^5} + \cdots \tag{3-27}$$

Tabla 3-4

Constantes que aparecen en las ecuaciones de estado de Beattie-Bridgeman y Benedict-Webb-Rubin

a) Cuando P está en kPa, $\bar{v}$ está en $m^3/kmol$, T en K y $R_u = 8.314$ kPa · $m^3/kmol$ · K, las cinco constantes de la ecuación de Beattie-Bridgeman son:

Gas	A_0	a	B_0	b	c
Aire	131.8441	0.01931	0.04611	−0.001101	4.34×10^4
Argón, Ar	130.7802	0.02328	0.03931	0.0	5.99×10^4
Dióxido de carbono, CO_2	507.2836	0.07132	0.10476	0.07235	6.60×10^5
Helio, He	2.1886	0.05984	0.01400	0.0	40
Hidrógeno, H_2	20.0117	−0.00506	0.02096	−0.04359	504
Nitrógeno , N_2	136.2315	0.02617	0.05046	−0.00691	4.20×10^4
Oxígeno, O_2	151.0857	0.02562	0.04624	0.004208	4.80×10^4

Fuente: Gordon J. van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, versión sistema inglés/SI, 3a. ed., Nueva York, John Wiley & Sons, 1986, p. 46, tabla 3.3.

b) Cuando P está en kPa, $\bar{v}$ está en $m^3/kmol$, T está en K y $R_u = 8.314$ kPa · $m^3/kmol$ · K, las ocho constantes de la ecuación de Benedict-Webb-Rubin son:

Gas	a	A_0	b	B_0	c	C_0	α	γ
n-butano, C_4H_{10}	190.68	1 021.6	0.039998	0.12436	3.205×10^7	1.006×10^8	1.101×10^{-3}	0.0340
Dióxido de carbono, CO_2	13.86	277.30	0.007210	0.04991	1.511×10^6	1.404×10^7	8.470×10^{-5}	0.00539
Monóxido de carbono, CO	3.71	135.87	0.002632	0.05454	1.054×10^5	8.673×10^5	1.350×10^{-4}	0.0060
Metano, CH_4	5.00	187.91	0.003380	0.04260	2.578×10^5	2.286×10^6	1.244×10^{-4}	0.0060
Nitrógeno, N_2	2.54	106.73	0.002328	0.04074	7.379×10^4	8.164×10^5	1.272×10^{-4}	0.0053

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 1983, p. 815, tabla A-21M. Publicado originalmente en H. W. Cooper y J. C. Goldfrank, *Hydrocarbon Processing* 46, núm. 12, 1967, p. 141.

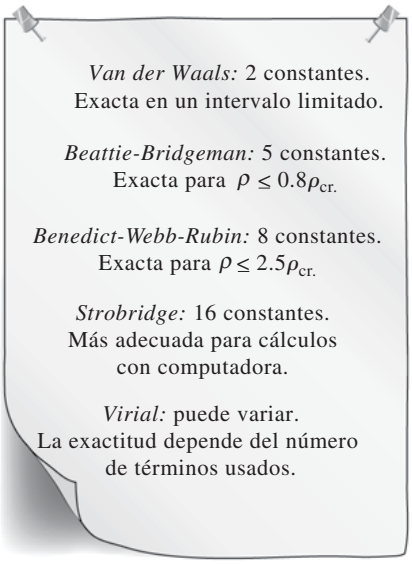


Figura 3-55

En un intervalo más amplio, las ecuaciones de estado complejas representan el comportamiento P-v-T de gases con mayor precisión.

Ésta y otras ecuaciones similares se llaman *ecuaciones de estado viriales*, mientras los coeficientes $a(T)$, $b(T)$, $c(T)$, etc., que son funciones únicamente de la temperatura, se llaman *coeficientes viriales*. Éstos se determinan de forma experimental o teórica a partir de la mecánica estadística, de donde resulta obvio que a medida que la presión se aproxima a cero, los coeficientes viriales desaparecerán y la ecuación se reducirá a la de estado de gas ideal. El comportamiento P-v-T de una sustancia se puede representar con precisión con la ecuación virial de estado en un ámbito amplio gracias a la inclusión de suficientes términos. Las ecuaciones de estado analizadas aquí son aplicables sólo a la fase gaseosa de las sustancias; por lo tanto, no se deben usar para líquidos o vapores húmedos.

Complejas ecuaciones representan razonablemente bien el comportamiento P-v-T de las sustancias, además de ser muy adecuadas para aplicaciones de computadoras digitales. Sin embargo, para cálculos manuales se sugiere emplear por convención las tablas de propiedades o las ecuaciones de estado más simples. Esto es cierto especialmente para cálculos de volumen específico porque todas las ecuaciones anteriores tienen a v como variable implícita y requieren un método de prueba y error. La precisión de las ecuaciones de estado de Van der Waals, Beattie-Bridgeman y Benedict-Webb-Rubin se ilustra en la figura 3-56, en la que es evidente que la de Benedict-Weeb-Rubin es por lo común la más precisa.

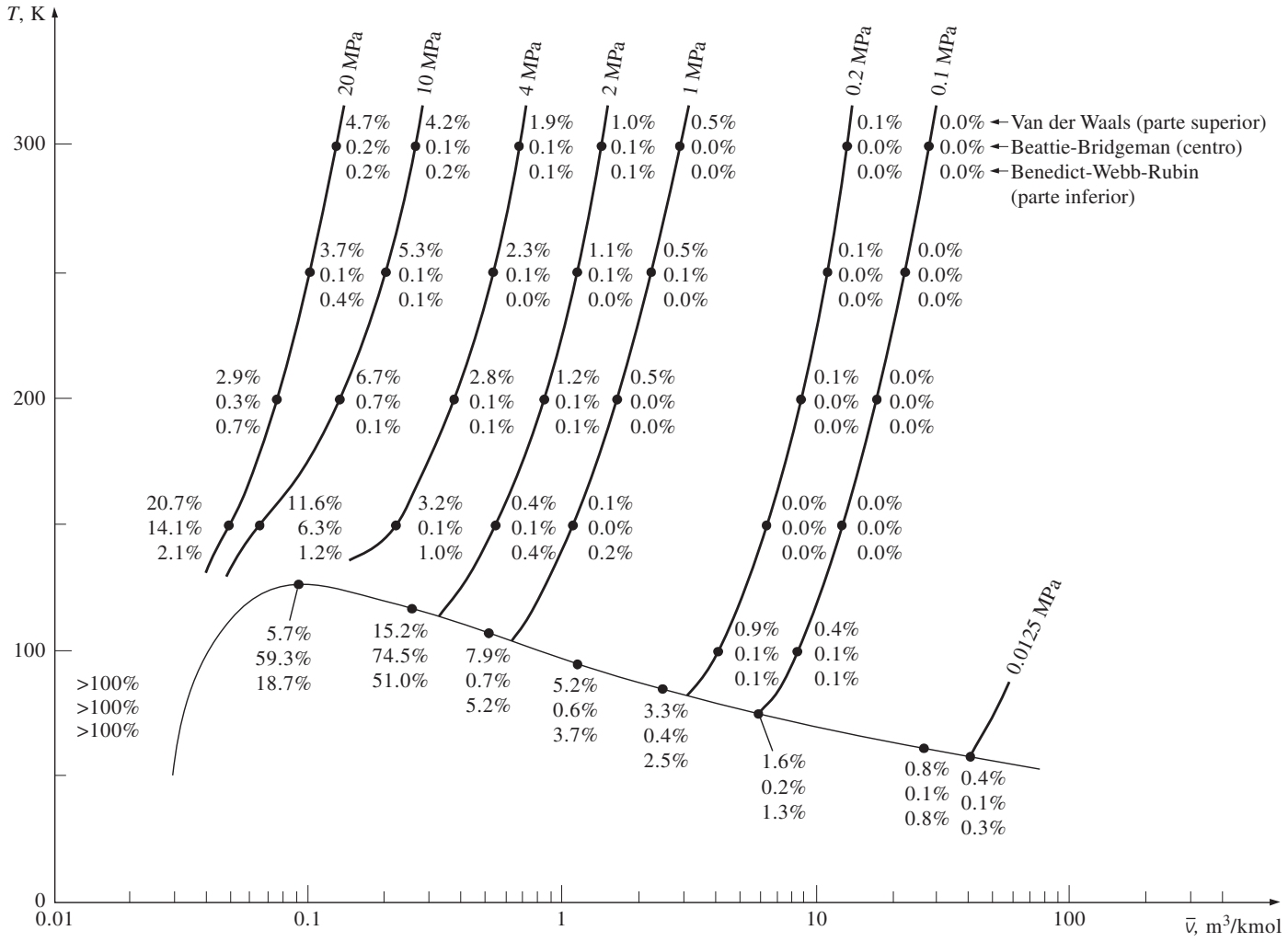


Figura 3-56

Porcentaje de error relacionado con las distintas ecuaciones de estado para el nitrógeno (% error = $[(|v_{\text{tabla}} - v_{\text{ecuación}}|)/v_{\text{tabla}}] \times 100$).

EJEMPLO 3-13 Diferentes métodos para evaluar la presión de gas

Haga la predicción de la presión del gas nitrógeno a $T = 175$ K y $v = 0.00375$ m³/kg con base en *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la ecuación de estado de Van der Waals, *c*) la ecuación de estado de Beattie-Bridgeman y *d*) la ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin. Compare los valores obtenidos con el valor de 10 000 kPa, determinado en forma experimental.

Solución La presión del gas nitrógeno se determinará por medio de cuatro ecuaciones de estado diferentes.

Propiedades La constante del gas de nitrógeno es 0.2968 kPa · m³/kg · K (tabla A-1).

Análisis *a*) Con la ecuación de estado de gas ideal, se encuentra que la presión es

$$P = \frac{RT}{v} = \frac{(0.2968\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(175\ \text{K})}{0.00375\ \text{m}^3/\text{kg}} = \mathbf{13\ 851\ kPa}$$

la cual tiene un error de 38.5 por ciento.

b) Las constantes de Van der Waals para el nitrógeno se determinan de la ecuación 3-23 como

$$a = 0.175\ \text{m}^6 \cdot \text{kPa/kg}^2$$
$$b = 0.00138\ \text{m}^3/\text{kg}$$

De la ecuación 3-22,

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2} = \mathbf{9\ 471\ kPa}$$

que da un error de 5.3 por ciento.

c) Las constantes de la ecuación de Beattie-Bridgeman se determinan de la tabla 3-4 como

$$A = 102.29$$
$$B = 0.05378$$
$$c = 4.2 \times 10^4$$

Asimismo, $\bar{v} = Mv = (28.013\ \text{kg/mol})(0.00375\ \text{m}^3/\text{kg}) = 0.10505\ \text{m}^3/\text{kmol}$. Sustituyendo estos valores en la ecuación 3-24, se obtiene

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\bar{v}T^3}\right)(\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2} = \mathbf{10\ 110\ kPa}$$

lo que da un error de 1.1 por ciento.

d) Las constantes de la ecuación de Benedict-Webb-Rubin se determinan de la tabla 3-4 como

$$a = 2.54 \qquad A_0 = 106.73$$
$$b = 0.002328 \qquad B_0 = 0.04074$$
$$c = 7.379 \times 10^4 \qquad C_0 = 8.164 \times 10^5$$
$$\alpha = 1.272 \times 10^{-4} \qquad \gamma = 0.0053$$

Al sustituir estos valores en la ecuación 3-26, se obtiene

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_u T - a}{\bar{v}^3}$$
$$+ \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2}$$
$$= \mathbf{10\ 009\ kPa}$$

que tiene un error de sólo 0.09 por ciento. Por lo tanto, en este caso la ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin da unos resultados más precisos.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Presión de vapor y equilibrio de fases

La presión en un recipiente de gas se debe a que cada una de las moléculas de éste colisionan con la pared del recipiente y ejercen una fuerza sobre él, la cual es proporcional a la velocidad promedio de las moléculas y al número de moléculas por unidad de volumen del recipiente (es decir, la densidad molar). Por lo tanto, la presión que ejerce un gas depende mucho de su densidad y su temperatura. Para una mezcla de gas, la presión medida por un sensor, por ejemplo un transductor, es la suma de las presiones que ejerce cada uno de los gases, nombradas como *presión parcial*. Es posible mostrar (véase el capítulo 13) que la presión parcial de un gas en una mezcla es proporcional al número de moles (o fracción molar) de ese gas.

El aire atmosférico se puede considerar como una mezcla de aire seco (con cero contenido de humedad) y vapor de agua (conocido también como humedad), mientras que la presión atmosférica es la suma de la presión del aire seco P_a y la presión del vapor de agua, llamada **presión de vapor** P_v (Fig. 3-57). Es decir,

$$P_{\text{atm}} = P_a + P_v \tag{3-28}$$

(Note que en algunas aplicaciones, la frase "presión de vapor" se usa para indicar presión de saturación.) La presión de vapor constituye una fracción pequeña (comúnmente inferior a 3 por ciento) de la presión atmosférica, ya que el aire es en su mayor parte nitrógeno y oxígeno y las moléculas de agua constituyen una fracción pequeña (menos de 3 por ciento) de las moléculas totales en el aire. Sin embargo, la cantidad de vapor de agua contenida en el aire tiene un impacto importante en el confort térmico y en muchos procesos, como el secado.

El aire puede contener sólo cierta cantidad de humedad, y la relación entre la cantidad real de humedad en el aire a una determinada temperatura y la máxima cantidad que el aire puede contener a esa temperatura se llama **humedad relativa** ϕ. La humedad relativa varía de 0 para el aire seco a 100 por ciento para el **aire saturado** (que no puede contener más humedad). La presión de vapor del aire saturado a una determinada temperatura es igual a la presión de saturación del agua a esa temperatura. Por ejemplo, la presión de vapor del aire saturado a 25 °C es 3.17 kPa.

La cantidad de humedad en el aire se especifica por completo mediante la temperatura y la humedad relativa, y la presión de vapor se relaciona con la humedad relativa ϕ mediante

$$P_v = \phi P_{\text{sat a } T} \tag{3-29}$$

donde $P_{\text{sat a } T}$ es la presión de saturación del agua a la temperatura especificada. Por ejemplo, la presión de vapor del aire a 25 °C y 60 por ciento de humedad relativa es

$$P_v = \phi P_{\text{sat a 25 °C}} = 0.6 \times (3.17 \text{ kPa}) = 1.90 \text{ kPa}$$

El intervalo deseable de humedad relativa para el confort térmico se halla entre 40 y 60 por ciento.

Observe que la cantidad de humedad que el aire es capaz de retener es proporcional a la presión de saturación, la cual aumenta con la temperatura; por lo tanto, el aire retiene más humedad a altas temperaturas. El descenso de temperatura del aire húmedo reduce su capacidad de retener humedad y es posible que algo de ésta se condense en forma de gotitas de agua suspendidas (niebla) o como una película líquida que se forma en las superficies frías (rocío). Así,

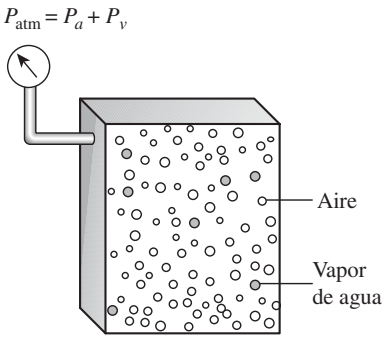
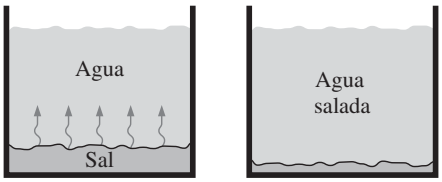


Figura 3-57

La presión atmosférica es la suma de la presión del aire seco P_a y la presión de vapor P_v.

* Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.



a) Antes *b*) Después

Figura 3-58

Siempre que haya diferencia en la concentración de una cantidad física en un medio, la naturaleza tiende a igualar las cosas al forzar un flujo de la región de alta concentración hacia la de baja.

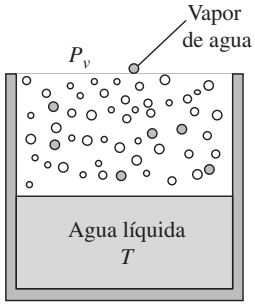


Figura 3-59

Cuando está expuesta a la atmósfera, el agua se halla en equilibrio de fases con el vapor contenido en el aire si la presión de vapor es igual a la presión de saturación del agua.

no sorprende que la niebla y el rocío incidan en sitios húmedos, especialmente en las primeras horas de la mañana, cuando las temperaturas son más bajas. Tanto la niebla como el rocío desaparecen (se evaporan) a medida que la temperatura del aire aumenta rápidamente después de la salida del Sol. Por ello ciertos aparatos eléctricos vienen con la advertencia de que no deben ser introducidos en interiores húmedos cuando aquéllos aún están fríos, con la finalidad de evitar condensación sobre sus sensibles partes electrónicas.

Algo común es observar que siempre que un producto se halla en desequilibrio dentro de un medio, la naturaleza tiende a redistribuirlo hasta que se establece el "balance" o la "igualdad". Esta tendencia a menudo se conoce como *fuerza impulsora*, la cual es el mecanismo por el que muchos fenómenos de transporte suceden de manera natural, como la transferencia de calor, el flujo de fluidos, la corriente eléctrica y la transferencia de masa. Si se define la cantidad de un producto por unidad de volumen como la *concentración* de ese producto, se dice que su flujo va siempre en la dirección de la concentración decreciente, es decir, de una región de alta concentración a otra de baja (Fig. 3-58). El producto simplemente se dispersa lentamente durante la redistribución y en consecuencia el flujo es un *proceso de difusión*.

La experiencia nos ha enseñado que cuando se cuelga una camiseta húmeda en un área abierta se secará en algún momento; que una pequeña cantidad de agua dentro de un vaso se evapora, y que la loción para después de afeitar de una botella abierta desaparece rápidamente. Éstos y muchos otros ejemplos similares hacen pensar que existe una fuerza impulsora entre las dos fases de una sustancia que obliga a la masa a pasar de una de éstas a otra. La magnitud de esta fuerza depende de la concentración relativa de las dos fases: una camiseta mojada se secará mucho más rápido si se halla expuesta al aire seco en lugar del húmedo. De hecho, no se secará si la humedad relativa del ambiente es de 100 por ciento y por lo tanto el aire está saturado. En este caso no habrá transformación de la fase líquida a la de vapor, y ambas fases estarán en **equilibrio de fases**. Para el agua líquida que se encuentra expuesta a la atmósfera, el criterio de equilibrio de fases se expresa como sigue: *la presión de vapor en el aire debe ser igual a la presión de saturación del agua a la temperatura del agua.* Es decir (Fig. 3-59),

Criterio de equilibrio de fases para el agua expuesta al aire: $P_v = P_{\text{sat a } T}$ **(3-30)**

Entonces, si la presión de vapor en el aire es menor que la de saturación del agua a la temperatura de esta sustancia, algo de líquido se evaporará. Mientras mayor sea la diferencia entre las presiones de vapor y de saturación, mayor será la tasa de evaporación, la cual tendrá un efecto de enfriamiento sobre el agua y, por lo tanto, reducirá su temperatura. A su vez, esto reducirá la presión de saturación del agua y por consiguiente la tasa de evaporación, hasta alcanzar algún tipo de operación cuasiestacionario. Esto explica por qué el agua está a una temperatura considerablemente menor que el aire circundante, especialmente en climas secos. Esto también hace pensar que es posible incrementar la tasa de evaporación del agua al aumentar la temperatura y, en consecuencia, la presión de saturación.

Note que el aire en la superficie del agua siempre estará saturado debido al contacto directo con el agua y, por lo tanto, será saturada la presión de vapor. Así, la presión de vapor en la superficie de un lago será sencillamente la de saturación del agua a la temperatura que este líquido se encuentre en la superficie. Si el aire no está saturado, entonces la presión de vapor disminuirá hasta tener el valor existente en el aire a alguna distancia sobre la superficie del agua, y la diferencia entre estas dos presiones será la fuerza impulsora para la evaporación del agua.

La tendencia natural del agua a evaporarse para lograr un equilibrio de fase con el vapor de agua contenido en el aire del ambiente constituye la base para la operación de los **enfriadores evaporativos** (conocidos también como *refrigeradores por vía húmeda*). En éstos, el aire exterior caliente y seco es forzado a fluir a través de una tela húmeda antes de entrar en un edificio, por lo que algo de agua se evapora al absorber calor del aire mientras se enfría. Los enfriadores evaporativos se utilizan comúnmente en climas secos y proporcionan enfriamiento efectivo. Son económicos y su operación es mucho más barata que el de los sistemas de aire acondicionado, además de poseer ventiladores que consumen mucho menos energía que el compresor empleado en el aire acondicionado.

A menudo la ebullición y la evaporación se usan indistintamente para indicar un *cambio de fase de líquido a vapor*. Aunque se refieren al mismo proceso físico, difieren en algunos aspectos: la **evaporación** se realiza en la *interfase líquido-vapor* cuando la presión de vapor es menor que la presión de saturación del líquido a una temperatura dada. Por ejemplo, el agua de un lago a 20 °C se evapora hacia el aire a 20 °C y 60 por ciento de humedad relativa, ya que la presión de saturación del agua a 20 °C es 2.34 kPa, y la de vapor del aire a la misma temperatura y 60 por ciento de humedad relativa es 1.4 kPa. Otros ejemplos de evaporación son el secado de la ropa, frutas y vegetales; la evaporación de sudor para enfriar el cuerpo humano, y el rechazo de calor de desecho en torres de enfriamiento húmedos. Es importante señalar que la evaporación no incluye formación o movimiento de burbujas (Fig. 3-60).

Por otro lado, la **ebullición** se realiza en la *interfase sólido-líquido* cuando un líquido se pone en contacto con una superficie que se mantiene a una temperatura T_s superior a la de saturación T_{sat} del líquido. Por ejemplo, a 1 atm el agua líquida hierve si está en contacto con una superficie sólida cuya temperatura es de 110 °C, ya que la temperatura de saturación del agua a 1 atm es de 100 °C. El proceso de ebullición se caracteriza por el rápido movimiento de las *burbujas de vapor* que se forman en la interfase sólido-líquido y se separan de la superficie cuando alcanzan un cierto tamaño e intentan ascender a la superficie libre del líquido. Al cocinar, no se dice que el agua está hirviendo a menos que se vean subir burbujas a la superficie.

© John A Rizzo/Getty Images RF

© David Chasey/Getty Images RF

Figura 3-60

Un proceso de cambio de fase de líquido a vapor se llama *evaporación* si ocurre en una interfase líquido-vapor, y *ebullición* si ocurre en una interfase sólido-líquido.

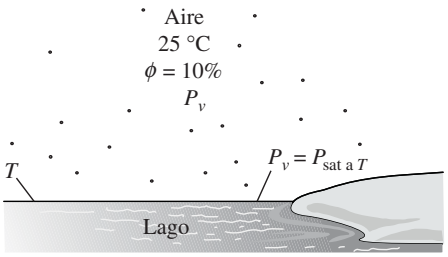


Figura 3-61
Esquema para el ejemplo 3-14.

EJEMPLO 3-14 Caída de la temperatura de un lago debido a la evaporación

En un día de verano, la temperatura del aire que se halla sobre un lago es de 25 °C. Determine la temperatura del agua del lago cuando se establecen las condiciones de equilibrio de fase entre el agua en el lago y el vapor en el aire para humedades relativas del aire de 10, 80 y 100 por ciento (Fig. 3-61).

Solución Sobre un lago, el aire sopla a una temperatura especificada. Se determinarán las temperaturas de equilibrio del agua para tres casos distintos.

Análisis La presión de saturación del agua a 25 °C (tabla 3-1), es 3.17 kPa. Entonces, las presiones de vapor a las humedades relativas de 10, 80 y 100 por ciento se determinan de la ecuación 3-29, como

$$\text{Humedad relativa} = 10\%: \qquad P_{v1} = \phi_1 P_{\text{sat a 25 °C}} = 0.1 \times (3.17 \text{ kPa}) = 0.317 \text{ kPa}$$

$$\text{Humedad relativa} = 80\%: \qquad P_{v2} = \phi_2 P_{\text{sat a 25 °C}} = 0.8 \times (3.17 \text{ kPa}) = 2.536 \text{ kPa}$$

$$\text{Humedad relativa} = 100\%: \qquad P_{v3} = \phi_3 P_{\text{sat a 25 °C}} = 1.0 \times (3.17 \text{ kPa}) = 3.17 \text{ kPa}$$

Las temperaturas de saturación correspondientes a estas presiones se determinan por interpolación a partir de la tabla 3-1 (o tabla A-5), como

$$T_1 = -8.0\,^\circ\text{C} \quad T_2 = 21.2\,^\circ\text{C} \quad \text{y} \quad T_3 = 25\,^\circ\text{C}$$

Por lo tanto, en el primer caso el agua se congelará aunque el aire circundante esté caliente. En el último caso la temperatura del agua será la misma que la temperatura del aire circundante.

Comentario Es probable que surja el escepticismo acerca del congelamiento del lago cuando el aire está a 25 °C, actitud que es correcta. La temperatura del agua desciende hasta –8 °C en el caso extremo de que no haya transferencia de calor hacia la superficie del agua. En la práctica, la temperatura del agua cae por debajo de la temperatura del aire, pero no desciende hasta –8 °C porque: 1) es muy improbable que el aire sobre el lago esté tan seco (con humedad relativa de sólo 10 por ciento) y 2) a medida que disminuye la temperatura del agua cerca de la superficie, la transferencia de calor del aire y de las partes inferiores del cuerpo de agua tenderán a compensar esta pérdida de calor y a evitar que la temperatura del agua descienda demasiado. La temperatura del agua en la superficie se estabiliza cuando la ganancia de calor desde el aire circundante y el cuerpo de agua se iguala con la pérdida de calor mediante evaporación, es decir, cuando se establece un *balance dinámico* entre transferencia de calor y masa, en lugar del equilibrio de fases. Si este experimento se realiza con una capa de agua poco profunda en una vasija bien aislada, el agua se congela si el aire está muy seco y relativamente frío.

RESUMEN

Una sustancia que tiene una composición química fija en cualquier parte se llama *sustancia pura*, la cual existe en diferentes fases dependiendo de su nivel de energía. En la fase líquida, una sustancia que no está a punto de evaporarse se llama *líquido comprimido* o *líquido subenfriado*. En la fase gaseosa, una sustancia que no está a punto de condensarse se llama *vapor sobrecalentado*. Durante un proceso de cambio de fase, la temperatura y la presión de una sustancia pura son propiedades dependientes. A una determinada presión, una sustancia cambia de fase a una temperatura fija, llamada *temperatura de saturación*. Del mismo modo, a una temperatura especificada, la presión a la cual una sustancia cambia de fase se llama *presión de saturación*. Durante un proceso de ebullición, tanto la fase líquida como la fase de vapor coexisten en equilibrio, y bajo esta condición el líquido y el vapor se llaman *líquido saturado* y *vapor saturado*.

En una mezcla saturada líquido-vapor (vapor húmedo), la fracción de masa del vapor se llama *calidad* o *título* y se expresa como

$$x = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{total}}}$$

La calidad tiene valores entre 0 (líquido saturado) y 1 (vapor saturado), pero no tiene significado en las regiones de líquido comprimido o vapor sobrecalentado. En la región de vapor húmedo, el valor promedio de cualquier propiedad intensiva y se determina a partir de

$$y = y_f + xy_{fg}$$

donde f representa al líquido saturado y g de vaporización.

En ausencia de datos de líquido comprimido, es posible establecer una aproximación al tratar al líquido comprimido como un líquido saturado a una *temperatura* dada,

$$y \cong y_{f\ @\ T}$$

donde y significa v, u o h.

El estado más allá del cual no hay proceso de vaporización aparente se llama *punto crítico*. A presiones supercríticas, una sustancia se expande de modo gradual y uniforme de la fase líquida a la de vapor. Las tres fases de una sustancia coexisten en equilibrio en estados que se hallan a lo largo de la *línea triple*, caracterizada por temperatura y presión de la línea triple. El líquido comprimido tiene valores menores de v, u y h respecto al líquido saturado a la misma T o P. Del mismo modo, el vapor sobrecalentado tiene valores más altos de v, u y h respecto al vapor saturado a la misma T o P.

Cualquier relación entre la presión, temperatura y volumen específico de una sustancia se llama *ecuación de estado*, y la más simple y mejor conocida es la *ecuación de estado de gas ideal*, dada como

$$Pv = RT$$

donde R es la constante del gas. Se debe tener cuidado al usar esta relación puesto que un gas ideal es una sustancia ficticia. Los gases reales exhiben comportamiento de gas ideal a presiones relativamente bajas y temperaturas altas.

La desviación del comportamiento de gas ideal se tiene en cuenta de modo apropiado al usar el *factor de compresibilidad* Z, definido como

$$Z = \frac{Pv}{RT} \quad \text{o} \quad Z = \frac{v_{\text{actual}}}{v_{\text{ideal}}}$$

El factor Z es aproximadamente el mismo para todos los gases a las mismas *temperatura* y *presión reducidas*, que se definen como

$$T_R = \frac{T}{T_{\text{cr}}} \quad \text{y} \quad P_R = \frac{P}{P_{\text{cr}}}$$

donde P_{cr} y T_{cr} corresponden a presión y temperatura críticas, respectivamente. Esto se conoce como el *principio de los estados correspondientes*. Cuando se desconoce P o T, es posible determinarlas de la carta de compresibilidad con la ayuda del *volumen específico pseudorreducido*, definido como

$$v_R = \frac{v_{\text{actual}}}{RT_{\text{cr}}/P_{\text{cr}}}$$

El comportamiento P-v-T de las sustancias se representa con más precisión mediante ecuaciones de estado complejas. Tres de las mejor conocidas son

Van der Waals: $$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT$$

donde

$$a = \frac{27R^2T_{\text{cr}}^2}{64P_{\text{cr}}} \quad \text{y} \quad b = \frac{RT_{\text{cr}}}{8P_{\text{cr}}}$$

Beattie-Bridgeman: $$P = \frac{R_uT}{\overline{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\overline{v}T^3}\right)(\overline{v} + B) - \frac{A}{\overline{v}^2}$$

donde

$$A = A_0\left(1 - \frac{a}{\overline{v}}\right) \quad \text{y} \quad B = B_0\left(1 - \frac{b}{\overline{v}}\right)$$

Benedict-Webb-Rubin:

$$P = \frac{R_uT}{\overline{v}} + \left(B_0R_uT - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\overline{v}^2} + \frac{bR_uT - a}{\overline{v}^3} + \frac{a\alpha}{\overline{v}^6} + \frac{c}{\overline{v}^3T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\overline{v}^2}\right)e^{-\gamma/\overline{v}^2}$$

donde R_u es la constante universal de los gases y $\overline{v}$ es el volumen molar específico.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, versión SI, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993.

2. ASHRAE, *Handbook of Refrigeration*, versión SI, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1994.

3. A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, 3a. ed., Nueva York, Wiley, 2006.

4. M. Kostic, *Analysis of Enthalpy Approximation for Compressed Liquid Water*, ASME J. Heat Transfer, vol. 128, pp. 421-426, 2006.

PROBLEMAS*

Sustancias puras, procesos de cambio de fase, diagramas de propiedades

3-1C ¿El agua helada es una sustancia pura? ¿Por qué?

3-2C ¿Cuál es la diferencia entre vapor saturado y vapor sobrecalentado?

3-3C ¿Hay diferencia entre las propiedades intensivas del vapor saturado a determinada temperatura, y del vapor que forma parte de un vapor húmedo a la misma temperatura?

3-4C ¿Por qué la temperatura y la presión son propiedades interdependientes en la región de vapor húmedo?

3-5C ¿Es verdad que el agua hierve a una temperatura superior a presiones más altas? Explique.

3-6C ¿Cuál es la diferencia entre punto crítico y punto triple?

3-7C ¿Es posible tener vapor de agua a –10 °C?

3-8C Una señora cocina carne para su familia, en una cacerola *a*) destapada, *b*) tapada con una tapa ligera y *c*) tapada con una tapa pesada. ¿En cuál caso será más corto el tiempo de cocinado? ¿Por qué?

Tablas de propiedades

3-9C ¿En qué tipo de olla hervirá un volumen determinado de agua a una temperatura más alta: en una alta y estrecha o en una corta y ancha? Explique.

3-10C Se sabe bien que el aire caliente en un ambiente frío sube. Ahora imagine una mezcla caliente de aire y gasolina, en la parte superior de un recipiente con gasolina. ¿Cree usted que esta mezcla sube en un ambiente más frío?

3-11C ¿Debe ser igual la cantidad de calor absorbido cuando hierve 1 kg de agua saturada a 100 °C, a la cantidad de calor desprendido cuando se condensa 1 kg de vapor húmedo a 100 °C?

3-12C ¿Tiene algún efecto el punto de referencia seleccionado para una sustancia, sobre un análisis termodinámico? ¿Por qué?

3-13C ¿Cuál es el significado físico de h_{fg}? ¿Es posible obtenerlo a partir de h_f y h_g? ¿Cómo?

3-14C ¿Cambia h_{fg} con la presión? ¿Cómo cambia?

3-15C ¿Es cierto que se necesita más energía para evaporar 1 kg de agua líquida saturada a 100 °C que a 120 °C?

3-16C ¿Qué es la calidad? ¿Tiene algún significado en la región de vapor sobrecalentado?

3-17C ¿Qué proceso requiere más energía: evaporar por completo 1 kg de agua líquida saturada a 1 atm de presión o evaporar por completo 1 kg de agua líquida saturada a 8 atm de presión?

3-18C En ausencia de tablas de líquido comprimido, ¿cómo se determina el volumen específico de un líquido comprimido a determinadas condiciones de P y T?

3-19C William Cullen fabricó hielo en Escocia, en 1775, evacuando el aire en un recipiente con agua. Explique cómo funciona ese proceso, y cómo se podría hacer más eficiente.

3-20 Complete esta tabla para H_2O:

T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	Descripción de fase
	400	1 450	
220			Vapor saturado
190	2 500		
	4 000	3 040	

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto, y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

3-21 Complete esta tabla para el H_2O:

T, °C	*P*, kPa	*v*, m³/kg	Descripción de fase
50		7.72	
	400		Vapor saturado
250	500		
110	350		

3-22 Regrese al problema 3-21. Use el programa EES (u otro) para determinar las propiedades del agua que faltan. Repita la solución para los refrigerantes 134a, 22, y para amoniaco.

3-23 Complete esta tabla para H_2O:

T, °C	*P*, kPa	*v*, m³/kg	Descripción de fase
140		0.05	
	550		Líquido saturado
125	750		
500		0.140	

3-24E Complete esta tabla para H_2O:

T, °F	*P*, psia	*u*, Btu/lbm	Descripción de fase
300		782	
	40		Líquido saturado
500	120		
400	400		

3-25E Regrese al problema 3-24E. Use el programa EES (u otro) para determinar las propiedades del agua que faltan. Repita la solución para los refrigerantes 134a, 22, y para el amoniaco.

3-26 Complete esta tabla para el refrigerante 134a:

T, °C	*P*, kPa	*v*, m³/kg	Descripción de fase
24	320		
10		0.0065	
	850		Vapor saturado
90	600		

3-27E Complete esta tabla para el refrigerante 134a:

T, °F	*P*, psia	*h*, Btu/lbm	*x*	Descripción de fase
	80	78		
15			0.6	
10	70			
	180	129.46		
110			1.0	

3-28 Un tanque rígido de 1.8 m³ contiene vapor a 220 °C. Una tercera parte del volumen se encuentra en su fase líquida y el resto en forma de vapor. Determine *a*) la presión del gas, *b*) la calidad de la mezcla saturada y *c*) la densidad de la mezcla.

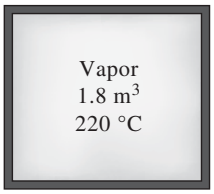


Figura P3-28

3-29 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.85 kg de refrigerante 134a, a −10 °C. El émbolo tiene movimiento libre, y su masa es 12 kg, con diámetro de 25 cm. La presión atmosférica local es 88 kPa. Se transfiere calor al refrigerante 134a hasta que su temperatura es 15 °C. Determine *a*) la presión final, *b*) el cambio de volumen del cilindro y *c*) el cambio de entalpía en el refrigerante 134a.

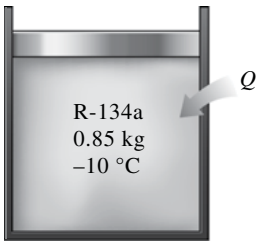


Figura P3-29

3-30E Refrigerante 134a, cuyo volumen específico es 0.6243 pies³/lbm, fluye por un tubo a 80 psia. ¿Cuál es la temperatura en el tubo?

3-31 Un contenedor rígido de 1.348 m³ se llena con 10 kg de refrigerante 134a a una temperatura inicial de –40 °C. Luego se calienta el contenedor hasta que la presión es de 200 kPa. Determine la temperatura final y la presión inicial. *Respuesta:* 66.3 °C, 51.25 kPa.

3-32 Un contenedor de 9 m³ se llena con 300 kg de refrigerante 134a a 10 °C. ¿Cuál es la entalpía específica del refrigerante 134a en el contenedor?

3-33 Fluye refrigerante 134a a 200 kPa y 25 °C por una línea de refrigeración. Determine su volumen específico.

3-34 La presión atmosférica promedio en Denver (elevación = 1610 m) es de 83.4 kPa. Determine la temperatura a la que hierve el agua en un sartén descubierto en Denver. *Respuesta:* 94.6 °C

3-35E La temperatura en una olla de presión encendida al nivel del mar es de 250 °F. Determine la presión absoluta dentro de la olla en psia y en atm. ¿Modificaría su respuesta si el lugar estuviera a una elevación superior?

Figura P3-35E

3-36E Un dispositivo de cilindro-émbolo cargado por resorte se llena inicialmente con 0.13 lbm de una mezcla de líquido y vapor de refrigerante 134a cuya temperatura es –30 °F, y cuya calidad es 80 por ciento. En la relación $F = kx$, la constante del resorte es 37 lbf/pulg, y el diámetro del pistón es 12 pulg. El refrigerante 134a experimenta un proceso que aumenta su volumen en 50 por ciento. Calcule la temperatura final y la entalpía final del refrigerante 134a.

Respuestas: 105 °F, 125 Btu/lbm.

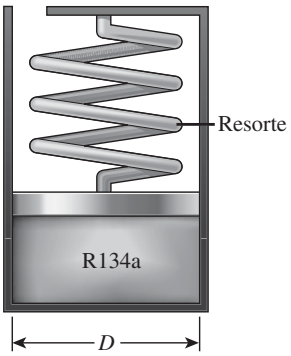


Figura P3-36E

3-37E Una libra-masa de agua llena un dispositivo cilindro-émbolo de peso conocido de 2.4264 pies^3, a una temperatura de 600 °F. El dispositivo cilindro-émbolo se enfría ahora hasta que su temperatura es 200 °F. Determine la presión final del agua, en psia, y el volumen en pies^3.

Respuestas: 250 psia, 0.01663 pies^3.

3-38 Tres kilogramos de agua en un recipiente ejercen una presión de 100 kPa, y tienen 150 °C de temperatura. ¿Cuál es el volumen de este recipiente?

3-39 Se va a hervir agua a nivel del mar en un sartén de acero inoxidable de 30 cm de diámetro colocado encima de una parrilla eléctrica de 3 kW. Si 60 por ciento del calor generado por la parrilla se transfiere al agua durante la ebullición, determine la tasa de evaporación del agua.

3-40 Repita el problema 3-39 para un lugar con una elevación de 1 500 m, donde la presión atmosférica es de 84.5 kPa y por lo tanto el agua tiene una temperatura de 95 °C.

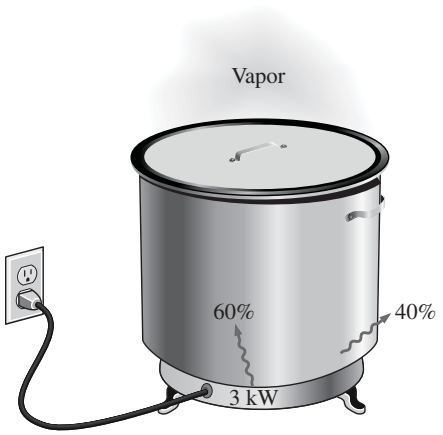


Figura P3-39

3-41 10 kg de refrigerante 134a, a 300 kPa, llenan un recipiente rígido cuyo volumen es de 14 L. Determine la temperatura y la entalpía total en el recipiente. Ahora se calienta el recipiente, hasta que la presión es de 600 kPa. Determine la temperatura y la entalpía total del refrigerante, cuando el calentamiento se termina.

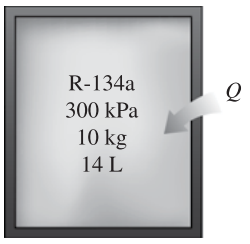


Figura P3-41

3-42 100 kg de refrigerante 134a a 200 kPa están en un dispositivo de cilindro-émbolo, cuyo volumen es 12.322 m^3. A continuación se mueve el émbolo, hasta que el volumen del recipiente es la mitad de su valor original. Esa compresión se hace de tal modo que la presión del refrigerante no cambia. Determine la temperatura final, y el cambio de energía interna total del refrigerante 134a.

3-43 Agua, inicialmente a 200 kPa y 300 °C, está contenida en un dispositivo cilindro-émbolo provisto de topes. Se deja

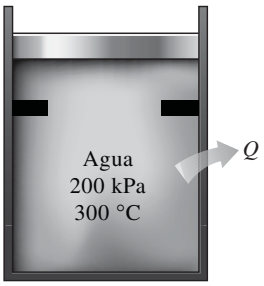


Figura P3-43

enfriar el agua a presión constante hasta que adquiere la calidad de vapor saturado, y el cilindro está en reposo en los topes. Luego, el agua sigue enfriándose hasta que la presión es de 100 kPa. En el diagrama T-v, con respecto a las líneas de saturación, las curvas de proceso pasan tanto por los estados inicial e intermedio como por el estado final del agua. Etiquete los valores de T, P y v para los estados finales en las curvas del proceso. Encuentre el cambio total en energía interna entre los estados inicial y final por unidad de masa de agua.

3-44 El vapor de agua saturado que sale de la turbina de una planta termoeléctrica está a 40 °C, y se condensa en el exterior de un tubo de 3 cm de diámetro exterior y 35 m de longitud, a la tasa de 130 kg/h. Calcule la tasa de transferencia de calor, del vapor de agua al agua de enfriamiento que fluye en el tubo, a través de la pared del tubo.

3-45 Se observa que hierve agua en una olla de 5 cm de profundidad, a 98 °C. ¿A qué temperatura hervirá el agua en una olla de 40 cm de profundidad? Suponga que las dos ollas están llenas de agua hasta sus bordes.

3-46 Un sartén cuyo diámetro es de 20 cm se llena con agua y se cubre con una tapa de 4 kg. Si la presión atmosférica local es de 101 kPa, determine la temperatura a la que el agua comienza a hervir cuando se calienta. *Respuesta:* 100.2 °C

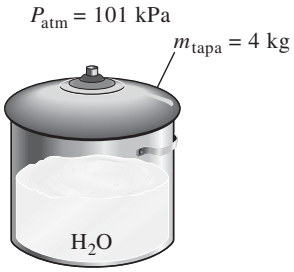


Figura P3-46

3-47 Reconsidere el problema 3-46. Mediante el software EES (u otro) investigue el efecto de la masa de la tapa sobre la temperatura de ebullición del agua en el sartén. La masa varía de 1 kg a 10 kg. Relacione la temperatura de ebullición y la masa de la tapa, y analice los resultados.

3-48 Se calienta agua en un dispositivo de cilindro-émbolo vertical. La masa del émbolo es 40 kg, y su área transversal es 150 cm^2. La presión atmosférica local es 100 kPa. Determine la temperatura a la que comienza a hervir el agua.

3-49 Se lleva agua a ebullición en un sartén cubierto con una tapa mal ajustada en una ubicación determinada. Se aplica calor al sartén a través de una estufa de resistencias de 2 kW. Se observa que la cantidad de agua en el sartén disminuye a una razón de 1.19 kg después de 30 minutos. Si se estima que 75 por ciento de la electricidad consumida por el calentador se transfiere al agua como calor, determine la presión atmosférica local en esa ubicación. *Respuesta:* 85.4 kPa

3-50 Un recipiente rígido de 1.8 m^3 de volumen contiene 15 kg de un vapor húmedo de agua a 90 °C. Entonces, se calienta lentamente el agua. Determine la temperatura a la cual el líquido, que forma parte del vapor húmedo, en el recipiente se evapora por completo. También describa el proceso en un diagrama de T-v con respecto a las líneas de saturación.
Respuesta: 202.9 °C

3-51 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.005 m^3 de agua líquida y 0.9 m^3 de vapor de agua, en equilibrio a 600 kPa. Se transmite calor a presión constante, hasta que la temperatura llega a 200 °C.

a) ¿Cuál es la temperatura inicial del agua?
b) Calcule la masa total de agua.
c) Calcule el volumen final.
d) Indique el proceso en un diagrama P-v con respecto a las líneas de saturación.

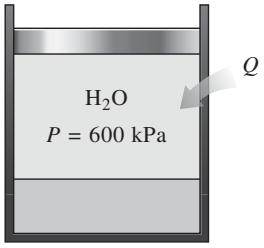


Figura P3-51

3-52 Regrese al problema 3-51. Use el programa EES (u otro) para investigar el efecto de la presión sobre la masa total de agua en el recipiente. Deje variar la presión de 0.1 MPa hasta 1 MPa. Represente en un diagrama la masa total de agua en función de la presión, y describa los resultados. Muestre también el proceso del problema 3-51 en un diagrama P-v usando la función de dibujar propiedades, en el EES.

3.53E Un tanque rígido de 5 $pies^3$ contiene 5 lbm de agua a 20 psia. Determine *a*) la temperatura, *b*) la entalpía total y *c*) la masa del agua en cada fase.

3-54E Un tanque rígido de 5 $pies^3$ contiene una mezcla saturada de refrigerante 34a a 50 psia. Si el líquido saturado ocupa 20 por ciento del volumen, determine la calidad y la masa total del refrigerante en el tanque.

3-55E Se deja enfriar vapor de agua sobrecalentado a 180 psia y 500 °F, a volumen constante, hasta que la temperatura baja a 250 °F. En el estado final, calcule *a*) la presión, *b*) la calidad y *c*) la entalpía. También muestre el proceso en un diagrama T-v con respecto a las líneas de saturación.
Respuestas: a) 29.84 psia, *b*) 0.219, *c*) 426.0 Btu/lbm

3-56E Regrese al problema 3-55E. Use el programa EES (u otro) para investigar el efecto de la presión inicial sobre la calidad del agua en el estado final. Haga que la presión varíe de 100 psi a 300 psi. Trace la gráfica de calidad en función de la presión inicial y describa los resultados. También indique el proceso del problema 3-55E en un diagrama T-v usando la función de dibujar propiedades en EES.

3-57 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.6 kg de vapor de agua a 200 °C y 0.5 MPa. El vapor se enfría a presión constante, hasta que se condensa la mitad de su masa.

a) Muestre el proceso en un diagrama *T*-*v*.
b) Calcule la temperatura final.
c) Determine el cambio de volumen.

3-58 Un recipiente rígido contiene vapor de agua a 250 °C, a una presión desconocida. Cuando el recipiente se enfría a 124 °C, el vapor comienza a condensarse. Estime la presión inicial en el recipiente. *Respuesta:* 0.30 MPa

3-59 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente 1.4 kg de agua líquida saturada a 200 °C. Entonces, se transmite calor al agua, hasta que se cuadruplica el volumen, y el vapor sólo contiene vapor saturado. Determine *a*) el volumen del recipiente, *b*) la temperatura y presión finales, y *c*) el cambio de energía interna del agua.

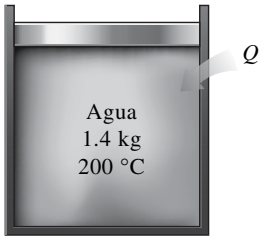


Figura P3-59

3-60E ¿Cuánto error cabe esperar al determinar la entalpía específica si se aplica la aproximación para líquido incompresible al agua a 3 000 psia y 400 °F?

3-61 En un principio, 100 g de refrigerante 134a llenan un dispositivo de cilindro-émbolo con carga constante, a 60 kPa y −20 °C. A continuación se calienta el dispositivo hasta que su temperatura es 100 °C. Determine el cambio en el volumen del dispositivo como resultado del calentamiento. *Respuesta:* 0.0168 m^3

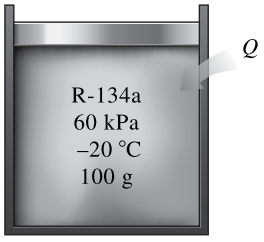


Figura P3-61

3-62 Un recipiente rígido contiene 8 kg de refrigerante 134a a 500 kPa y 120 °C. Determine el volumen del recipiente y la energía interna total.
Respuestas: 0.494 m^3, 2 639 kJ.

3-63 Un tanque rígido en un inicio contiene 1.4 kg de agua líquida saturada a 200 °C. En este estado, 25 por ciento del volumen es ocupado por agua y el resto por aire. Ahora se aplica calor al agua hasta que el contenido del tanque es tan sólo vapor saturado. Determine *a*) el volumen del tanque, *b*) la temperatura y la presión finales y *c*) el cambio energético interno del agua.

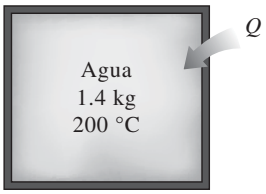


Figura P3-63

3-64 Un dispositivo de pistón-cilindro contiene en un inicio 50 L de agua líquida a 40 °C y 200 kPa. Se transfiere calor al agua a una presión constante hasta que todo el líquido se evapora.

a) ¿Cuál es la masa del agua?
b) ¿Cuál es la temperatura final?
c) Determine el cambio total de entalpía.
d) Muestre el proceso en un diagrama *T*-*v* con respecto a las líneas de saturación.

Respuestas: *a*) 49.61 kg, *b*) 120.21 °C, *c*) 125 950 kJ

Gas ideal

3-65C ¿Bajo qué condiciones es adecuada la suposición del gas ideal para los gases reales?

3-66C ¿Cuál es la diferencia entre R y R_u? ¿Cómo se relacionan las dos?

3-67C El propano y el metano se usan con frecuencia para calefacción en invierno, y las fugas de esos combustibles, aun durante periodos cortos, son un peligro de incendio para los hogares. ¿Qué fuga de gas cree usted que produce mayores riesgos de incendio? Explique por qué.

3-68 Un tanque rígido de 400 L contiene 5 kg de aire a 25 °C. Determine la lectura en el medidor de presión si la presión atmosférica es de 97 kPa.

3-69E Un contenedor de 3 $pies^3$ se llena con 2 lbm de oxígeno, a una presión de 80 psia. ¿Cuál es la temperatura del oxígeno?

3-70 Una masa de 2 kg de helio se mantiene a 300 kPa y 27 °C en un contenedor rígido. ¿Qué capacidad tiene el contenedor en m^3?

3-71 El medidor de presión en un tanque de 2.5 m^3 indica 500 kPa. Determine la cantidad de oxígeno en el tanque si la temperatura es de 28 °C y la presión atmosférica es de 97 kPa.

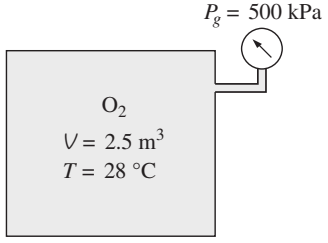


Figura P3-71

3-72 Un globo esférico de 9 m de diámetro se llena con helio a 27 °C y 200 kPa. Determine la cantidad de moles y la masa del helio en el globo. *Respuestas:* 30.6 kmol, 123 kg

3-73 Regrese al problema 3-72. Use el programa EES (u otro) para investigar el efecto del diámetro del globo sobre la masa de helio que contiene, para las presiones de *a*) 100 kPa y *b*) 200 kPa. Haga variar el diámetro de 5 m a 15 m. Trace la gráfica de masa de helio en función del diámetro, para ambos casos.

3-74E El aire en el neumático de un automóvil con un volumen de 0.53 pies^3 está a 90 °F y 20 psig. Determine la cantidad de aire que se debe agregarle para elevar la presión al valor recomendado de 30 psig. Suponga que la presión atmosférica es de 14.6 psia y la temperatura y el volumen permanecen constantes.

3-75 Un recipiente de 1 m^3 con aire a 10 °C y 350 kPa, se conecta con otro recipiente que contiene 3 kg de aire a 35 °C y 200 kPa, a través de una válvula. La válvula se abre y se deja que todo el sistema llegue al equilibrio térmico con los alrededores, que están a 20 °C. Determine el volumen del segundo recipiente y la presión final de equilibrio del aire. *Respuestas:* 1.33 m^3, 264 kPa

3-76 Un recipiente rígido cuyo volumen se desconoce está dividido en dos partes mediante una división. Un lado del recipiente contiene un gas ideal a 927 °C. El otro lado está al vacío y tiene un volumen del doble de la parte que contiene el gas. Posteriormente se quita la separación, y el gas se expande para llenar todo el recipiente. Por último, se aplica calor al gas hasta que la presión es igual a la presión inicial. Determine la temperatura final del gas. *Respuesta*: 3 327 °C.

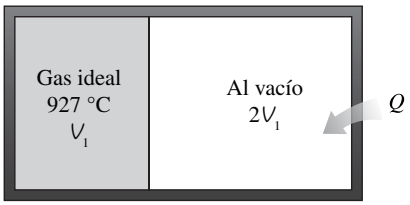


Figura P3-76

3-77 1.5 kg de argón llenan 0.04 m^3 de un dispositivo de cilindro-émbolo, a 550 kPa. Se mueve el émbolo cambiando sus cargas, hasta que el volumen es el doble de su magnitud inicial. Durante este proceso, la temperatura del argón se mantiene constante. Calcule la presión final en el dispositivo.

3-78 Un tanque rígido contiene 20 lbm de aire a 20 psia a 70 °F. Se agrega más aire al tanque hasta que la presión y la temperatura se elevan a 35 psia y 90 °F, respectivamente. Determine la cantidad de aire agregada al tanque. *Respuesta:* 13.73 lbm

Factor de compresibilidad

3-79C ¿Cuál es el principio de los estados correspondientes?

3-80C ¿Cómo se definen presión reducida y temperatura reducida?

3-81E El refrigerante 134a a 400 psia tiene un volumen específico de 0.1384 pies^3/lbm. Determine la temperatura del refrigerante en función de *a*) la ecuación del gas ideal, *b*) diagramas generalizados de compresibilidad y *c*) tablas de refrigerantes.

3-82 Determine el volumen específico de vapor de agua sobrecalentado a 15 MPa y 350 °C, mediante *a*) la ecuación del gas ideal, *b*) la carta de compresibilidad generalizada y *c*) las tablas de vapor. Determine también el error cometido en los dos primeros casos.
Respuestas: a) 0.01917 m^3/kg, 67.0 por ciento; *b*) 0.01246 m^3/kg, 8.5 por ciento; *c*) 0.01148 m^3/kg

3-83 Regrese al problema 3-82. Resuelva el problema usando la función de compresibilidad generalizada en el programa EES. También use EES para comparar el volumen específico del agua para los tres casos, a 15 MPa, en el intervalo de temperaturas de 350 a 600 °C, en intervalos de 25 °C. Trace la gráfica de error porcentual en la aproximación del gas ideal en función de la temperatura, y describa los resultados.

3-84 Calcule el volumen específico de vapor de agua sobrecalentado a 3.5 MPa y 450 °C, de acuerdo con *a*) la ecuación del gas ideal, *b*) la carta de compresibilidad generalizada, y *c*) las tablas de vapor. Determine el error que se comete en los dos primeros casos.

3-85 Alguien afirma que el gas oxígeno a 160 K y 3 MPa puede tratarse como un gas ideal con un error de menos de 10 por ciento. ¿Esta afirmación es válida?

3-86E Se va a calentar etano en un recipiente rígido, desde 50 psia y 100 °F hasta que su temperatura sea 540 °F. ¿Cuál es la presión final del etano, determinada con la carta de compresibilidad?

3-87 Se calienta etileno a presión constante, de 5 MPa y 20 °C, hasta 200 °C. Use la carta de compresibilidad para determinar el cambio en el volumen específico del etileno, resultado de este calentamiento. *Respuesta:* 0.0172 m^3/kg

3-88 ¿Cuál es el porcentaje de error implicado en tratar como gas ideal al bióxido de carbono a 7 Mpa y 380 K?

3-89 Se calienta vapor de agua saturado a presión constante, desde 350 °C hasta que su volumen aumenta al doble. Determine la temperatura final, con la ecuación del gas ideal, la carta de compresibilidad y las tablas de vapor.

3-90 Se calienta metano, que estaba a 10 MPa y 300 K, a presión constante, hasta que su volumen aumenta en un 50 por ciento. Determine la temperatura final, usando la ecuación del gas ideal y el factor de compresibilidad. ¿Cuál de estos dos resultados es el más exacto?

3-91 En un tubo entra dióxido de carbono gaseoso, a 3 MPa y 500 K, con un flujo de 2 kg/s. Ese CO_2 se enfría a presión constante mientras pasa por el tubo, y a la salida, la temperatura desciende hasta 450 K. Determine el flujo volumétrico y la densidad del dióxido de carbono en la entrada, y el flujo volumétrico a la salida del tubo, usando *a*) la ecuación del gas ideal y *b*) la carta de compresibilidad generalizada. También calcule *c*) el error cometido en el primer caso.

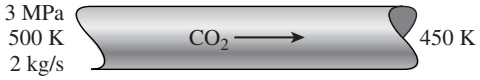


Figura P3-91

3-92 Un tanque de 0.016773 m^3 contiene 1 kg de refrigerante 134a a 110 °C. Determine la presión del refrigerante, utilizando *a*) la ecuación del gas ideal, *b*) diagramas generalizados de compresibilidad y *c*) tablas de refrigerantes.
Respuestas: a) 1.861 Mpa, *b*) 1.583 Mpa, *c*) 1.6 Mpa

Otras ecuaciones de estado

3-93C ¿Cuál es el significado físico de las dos constantes que aparecen en la ecuación de estado de Van der Waals? ¿Con qué base se determinan?

3-94 Un tanque de 3.27 m^3 contiene 100 kg de nitrógeno a 175 K. Determine la presión en el tanque, usando *a*) la ecuación del gas ideal, *b*) la ecuación de Van der Waals y *c*) la ecuación de Beattie-Bridgeman. Compare sus resultados con el valor real de 1 505 kPa.

3-95 Se calienta metano en un recipiente rígido, de 80 kPa y 20 °C hasta 300 °C. Determine la presión final del metano considerándolo *a*) un gas ideal y *b*) un gas de Benedict-Webb-Rubin.

3-96E El refrigerante-134a a 400 psia tiene un volumen específico de 0.1144 $pies^3$/lbm. Determine la temperatura del refrigerante utilizando *a*) la ecuación de gases ideales, *b*) la ecuación de Van der Waals y *c*) la tabla de refrigerantes.

3-97 El nitrógeno a 150 K tiene un volumen específico de 0.041884 m^3/kg. Determine la presión del nitrógeno usando *a*) la ecuación del gas ideal y *b*) la ecuación de Beattie-Bridgeman. Compare sus resultados con el valor experimental de 1 000 kPa.
Respuestas: a) 1 063 kPa, *b*) 1 000.4 kPa

3-98 Regrese al problema 3-97. Use el programa EES (u otro) para comparar las presiones obtenidas con la ley del gas ideal y la ecuación de Beattie-Bridgeman, con los datos que proporciona EES para el nitrógeno. Trace la gráfica de temperatura en función de volumen específico, para una presión de 1 000 kPa, con respecto a las líneas de líquido saturado y vapor saturado del nitrógeno, en el intervalo de 110 K < T < 150 K.

3-99 1 kg de dióxido de carbono se comprime desde 1 MPa y 200 °C hasta 3 MPa, en un dispositivo de cilindro-émbolo, ajustado para ejecutar un proceso politrópico para el cual $PV^{1.2}$ = constante. Determine la temperatura final, considerando que el dióxido de carbono es *a*) un gas ideal y *b*) un gas de Van der Waals.

3-100 Un tanque de 1 m^3 contiene 2.841 kg de vapor a 0.6 MPa. Determine la temperatura del vapor, usando *a*) la ecuación del gas ideal, *b*) la ecuación de Van der Waals y *c*) las tablas de vapor. *Respuestas: a*) 457.6 K, *b*) 465.9 K, *c*) 473 K

3-101 Reconsidere el problema 3-100. Resuelva el problema utilizando el software EES (u otro). Después, compare la temperatura del agua para los tres casos a un volumen específico constante a lo largo del rango de presiones de 0.1 Mpa a 1 Mpa en incrementos de 0.1 Mpa. Diagrame el error porcentual implicado en la aproximación del gas ideal con respecto a la presión, y analice los resultados.

Tema especial: presión de vapor y equilibrio de fases

3-102 Durante un cálido día de verano en la playa, cuando la temperatura del aire es 30 °C, alguien dice que la presión de vapor de agua en el aire es 5.2 kPa. ¿Es razonable lo que dice?

3-103 Imagine un vaso de agua en un recinto que está a 20 °C y 40 por ciento de humedad relativa de aire. Si la temperatura del agua es 15 °C, determine la presión de vapor *a*) sobre la superficie libre del agua y *b*) en un lugar del recinto alejado del vaso.

3-104 En cierto día, la temperatura y humedad relativa del aire sobre una gran alberca se determinan en 25 °C y 60 por ciento, respectivamente. Calcule la temperatura del agua en la alberca cuando se han establecido condiciones de equilibrio entre ella y el vapor de agua en el aire.

3-105 Durante un cálido día de verano, cuando la temperatura del aire es 35 °C y la humedad relativa es 70 por ciento, usted compra un refresco "frío" en una tienda. El dueño de la tienda dice que la temperatura de la bebida es menor que 10 °C, pero no se siente tan fría, y usted no le cree, porque no observa condensación en el exterior de la lata. ¿Puede estar diciendo la verdad el dueño de la tienda?

3-106 Se tienen dos recintos idénticos, uno de ellos a 25 °C y 40 por ciento de humedad relativa, y el otro a 20 °C y 55 por ciento de humedad relativa. Teniendo en cuenta que la cantidad de humedad es proporcional a su presión de vapor, determine qué recinto contiene más humedad.

3-107E Un termo está lleno a la mitad con agua, y se deja abierto al aire atmosférico a 60 °F y 35 por ciento de humedad relativa. Despreciando la transferencia de calor a través de la pared del termo y la superficie libre del agua, determine la temperatura del agua cuando se establece el equilibrio de fases.

Problemas de repaso

3-108E Se observa que agua en una olla de presión hierve a 260 °F. ¿Cuál es la presión absoluta en la olla de presión en psia?

3-109 Por un tubo pasa el gas de dióxido de carbono a 3 MPa y 500 K, en flujo constante de 0.4 kmol/s. Determine *a*) las tasas de flujo de volumen y de masa, y la densidad del dióxido de carbono en ese estado. Si el CO_2 se enfría a presión constante al pasar por el tubo, de modo que su temperatura baje a 450 K a la salida, determine *b*) la tasa de flujo volumétrico a la salida del tubo.

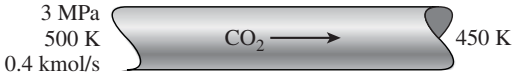


Figura P3-109

3-110 Un tanque contiene argón a 600 °C y 200 kPa. Este argón se enfría en un proceso que transfiere calor al entorno, de manera que el argón alcanza el estado de equilibrio final a 300 °C. Determine la presión manométrica final del argón. Suponga que la presión atmosférica es de 100 kPa.

3-111 La combustión en un motor de gasolina se puede considerar como si fuese un proceso de suministro de calor a volumen constante. Antes de la combustión, en el cilindro existe la mezcla de aire y combustible, y después, los gases de combustión: ambos materiales se pueden aproximar al aire, considerando éste como un gas ideal. En el motor de gasolina, antes de la combustión, los gases se encuentran a 1.2 Mpa y 450 °C, alcanzando una temperatura de 1 750 °C al finalizar la combustión. Determine la presión al final del proceso de combustión. *Respuesta*: 3.36 MPa

Figura P3-111

3-112 Un kilogramo de refrigerante 134a llena un recipiente rígido de 0.090 m^3, a una temperatura inicial de −40 °C. A continuación se calienta el recipiente hasta que la presión es 280 kPa. Calcule la presión inicial y la temperatura final.
Respuestas: 51.25 kPa, 50 °C

3-113 Un tanque rígido con un volumen de 0.117 m^3 contiene 1 kg de vapor de refrigerante 134a a 240 kPa. No se permite que el refrigerante se enfríe. Determine la presión cuando el refrigerante comienza a condensarse. Muestre también el proceso en un diagrama *P*-*v* con respecto a las líneas de saturación.

3-114E Una libra masa de agua llena un dispositivo de cilindro-émbolo con carga constante, de 2.649 $pies^3$, a la temperatura de 400 °F. Se enfría el dispositivo de cilindro-émbolo hasta que su temperatura es 100 °F. Determine la presión y el volumen finales del agua.

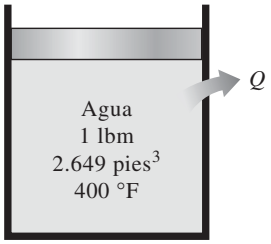


Figura P3-114E

3-115 Se calienta etano a 10 MPa y 100 °C a presión constante, hasta que su volumen aumenta 60 por ciento. Determine la temperatura final, aplicando *a*) la ecuación del gas ideal, y *b*) el factor de compresibilidad. ¿Cuál de esos dos resultados es más exacto?

3-116 Un recipiente de 13 m^3 contiene nitrógeno a 17 °C y 600 kPa. Se deja escapar algo del nitrógeno, hasta que la presión en el recipiente baja a 400 kPa. Si en ese momento la temperatura es 15 °C, determine la cantidad de nitrógeno que ha escapado. *Respuesta:* 29.8 kg

3-117 Una masa de 10 kg de refrigerante 134a supercalentado a 1.2 MPa y 70 °C es enfriada a una presión constante hasta que se transforme en un líquido comprimido a 20 °C.

a) Muestre el proceso en un diagrama *T*-*v* con respecto a las líneas de saturación.
b) Determine el cambio en volumen.
c) Halle el cambio en la energía interna total.
Respuestas: b) −0.187 m^3 *c*) −1 984 kJ

3-118 Un recipiente rígido de 4 L contiene 2 kg de un vapor húmedo de agua a 50 °C. Se calienta lentamente el agua, hasta que exista en una sola fase. En el estado final ¿estará el agua en la fase líquida o en la fase de vapor? Estime la temperatura del estado final. ¿Cuál sería su respuesta si el volumen del recipiente fuera 400 L en lugar de 4 L?

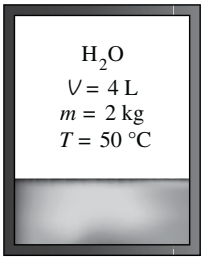


Figura P3-118

3-119 La presión manométrica en el neumático de un automóvil se mide y resulta 200 kPa antes de un viaje, y 220 kPa después del mismo, en un lugar donde la presión atmosférica es 90 kPa. Suponiendo que el volumen del neumático permanece constante en 0.035 m^3, determine el aumento porcentual en la temperatura absoluta del aire en el neumático.

3-120 Un dispositivo pistón-cilindro contiene inicialmente 0.2 kg de vapor a 200 kPa y 300 °C. El vapor se enfría a una presión constante hasta que está a 150 °C. Determine el cambio en el volumen del cilindro durante este proceso usando el factor de compresibilidad y compare el resultado con el vapor real.

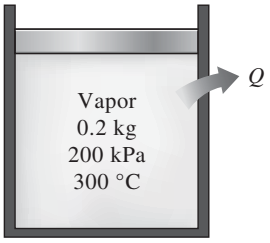


Figura P3-120

3-121 El vapor de agua a 400 °C tiene un volumen específico de 0.02 m^3/kg. Determine la presión del vapor de agua de acuerdo con *a*) la ecuación del gas ideal, *b*) la carta de compresibilidad generalizada y *c*) las tablas de vapor.
Respuestas: a) 15 529 kPa, *b*) 12 574 kPa, *c*) 12 515 kPa

3-122 Un recipiente cuyo volumen se desconoce se divide en dos partes por una mampara. Un lado del recipiente contiene 0.03 m^3 de refrigerante 134a que es un líquido saturado a 0.9 MPa, mientras que el otro lado está al vacío. Posteriormente se quita la mampara, y el refrigerante llena todo el recipiente. Si el estado final del refrigerante es 20 °C y 280 kPa, determine el volumen del recipiente.

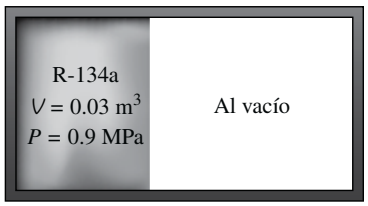


Figura P3-122

3-123 Regrese al problema 3-122. Use el programa EES (u otro) para investigar el efecto de la presión inicial del refrigerante 134a sobre el volumen del recipiente. Haga variar la presión inicial de 0.5 a 1.5 MPa. Trace la gráfica del volumen del recipiente en función de la presión inicial, y describa los resultados.

3-124 El propano líquido se suele usar como combustible para calefacción de hogares, en vehículos como montacargas, y en tanques portátiles para estufas en días de campo. Imagine un tanque de propano que contiene inicialmente 5 L de propano líquido, a la temperatura ambiente de 20 °C. Si en el tubo de conexión del tanque se produce una fuga, determine la temperatura del propano cuando la presión en el tanque baja hasta 1 atm. Determine también la cantidad total de transferencia de calor del ambiente al tanque necesaria para evaporar todo el propano en el tanque.

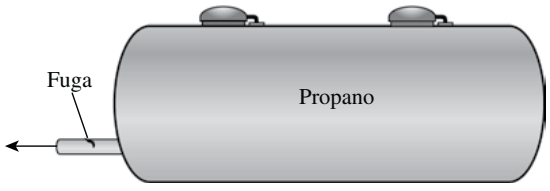


Figura P3-124

3-125 Repita el problema 3-124, pero con isobutano.

3-126 Un recipiente contiene helio a 37 °C y 140 kPa manométricos. Mediante la tranferencia de calor de los alrededores, se calienta el helio hasta que llega a un estado de equilibrio final a 200 °C. Determine la presión manométrica final del helio. Suponga que la presión atmosférica es 100 kPa.

3-127 Si se proporcionan suficientes datos, llene las celdas vacías en la siguiente tabla de propiedades del agua. En la última columna, describa la condición del agua como líquido comprimido, mezcla saturada, vapor sobrecalentado o información insuficiente; y, si es aplicable, indique la calidad.

P, kPa	*T*, °C	*v*, m^3/kg	*u*, kJ/kg	Descripción de estado y calidad (si es aplicable)
	250		2 728.9	
300			1 560.0	
101.42	100			
3 000	180			

3-128 Un dispositivo de cilindro-émbolo provisto con topes, de modo que el agua soporta el peso del émbolo, y la fuerza de la atmósfera, contiene agua, inicialmente a 300 kPa y 0.5 m^3/kg. El agua se calienta hasta que llega a condición de vapor saturado y el émbolo descansa sobre los topes. Con el émbolo sobre los topes, se calienta el agua hasta la presión de 600 kPa. En los diagramas *P*-*v* y *T*-*v*, con respecto a las líneas de saturación, las curvas de proceso pasan por los estados inicial y final del agua. Sobre ambos diagramas *T*-*v* y *T*-*v* trace las isotermas que pasan por ambos estados, y muestre sus valores en °C, en las isotermas.

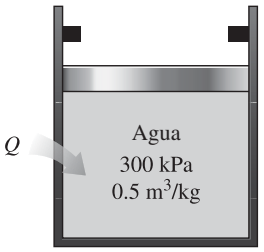


Figura P3-128

3-129E 0.5 lbm de argón se comprimen desde 1 000 psia y 300 °F hasta 2 000 psia en un dispositivo cilindro-émbolo, realizando un proceso politrópico para el que $Pv^{1.6}$ = constante. Determine la temperatura final si se toma al argón como *a*) un gas ideal y *b*) un gas Beattie-Bridgeman.

3-130E Se mantiene nitrógeno a 400 psia y −100 °F. Compare entre sí los valores del volumen específico de este nitrógeno, calculados con *a*) la ecuación del gas ideal, *b*) la ecuación de Benedict-Webb-Rubin y *c*) el factor de compresibilidad.

3-131 Aunque los globos aerostáticos han existido desde 1783, cuando el primero surcó los cielos de Francia, el real avance ocurrió en 1960 con el diseño de un moderno globo de aire caliente alimentado por el económico propano y construido con una tela ligera de nylon. A través de los años, el ascenso en globo se ha convertido en un deporte y pasatiempo para muchas personas del mundo. A diferencia de los globos llenos con el ligero gas helio, los globos de aire caliente están abiertos a la atmósfera. Por lo tanto, la presión del globo siempre es la misma que la de la presión atmosférica local, por lo que nunca está en peligro de explotar.

Los globos de aire caliente varían de 15 a 25 m de diámetro. El aire en la cavidad del globo se calienta a través de un quemador de propano colocado en la parte superior de la cesta de pasajeros, lo que eleva la temperatura del aire de 65 °C a más de 120 °C. La temperatura del aire se mantiene a los niveles deseados al encender periódicamente el quemador de propano.

La fuerza de flotabilidad que impulsa hacia arriba al globo es proporcional a la densidad del aire más frío que lo rodea y a su volumen, lo que se puede expresar como

$$F_B = \rho_{\text{aire frío}}\, g V_{\text{globo}}$$

donde g es la aceleración gravitacional. Cuando la resistencia del aire es despreciable, a la fuerza de flotabilidad se le oponen 1) el peso del aire caliente en el globo, 2) el peso de la canasta, las cuerdas y el material del globo, y 3) el peso de la gente y otra carga en la canasta. El operador del globo puede controlar la altura y el movimiento vertical del globo encendido en quemador o dejando escapar un poco de aire caliente y reemplazándolo con aire más frío. Los vientos son responsables del movimiento hacia adelante del globo.

Considere un globo de aire caliente de 20 m de diámetro, que junto con su canasta tiene una masa de 80 kg cuando está vacío. Este globo está colgando inmóvil en el aire en un lugar donde la presión atmosférica y la temperatura son de 90 kPa y 15 °C, respectivamente, mientras carga tres personas de 65 kg. Determine la temperatura promedio del aire en el globo. ¿Cuál sería su respuesta si la temperatura del aire atmosférico fuera de 30 °C?

Figura P3-131

© PhotoLink/Getty Images RF

3-132 Reconsidere el problema 3-131. Utilizando el software EES (u otro), investigue el efecto de la temperatura ambiental sobre la temperatura promedio del aire en el globo cuando está suspendido en el aire. Suponga que la temperatura ambiental varía de −10 a 30 °C. Diagrame la temperatura promedio del aire en el globo contra la temperatura ambiental, y analice los resultados. Investigue cómo afecta el número de personas transportadas la temperatura del aire en el globo.

3-133 Considere un globo de aire caliente de 18 m de diámetro que, junto con su canasta, tiene una masa de 120 kg cuando está vacío. El aire en el globo, que ahora está soportando a dos personas de 70 kg, es calentado por quemadores de propano en un lugar donde la presión y la temperatura atmosférica son de 93 kPa y 12 °C, respectivamente. Determine la temperatura promedio del aire en el globo cuando éste comienza a elevarse. ¿Cuál sería su respuesta si la temperatura del aire atmosférico fuera de 25 °C?

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

3-134 Un recipiente rígido de 300 m^3 está lleno con un vapor húmedo de agua a 200 kPa. Si 25 por ciento de la masa es líquido, y 75 por ciento es vapor, la masa total en el recipiente es

a) 451 kg *b*) 556 kg *c*) 300 kg *d*) 331 kg *e*) 195 kg

3-135 En una cafetera, que tiene un calentador eléctrico de inmersión, hierve agua a una presión de 1 atm. Al principio, la cafetera contiene 1 kg de agua. Una vez iniciada la ebullición, se observa que la mitad del agua en la cafetera se evapora en 10 minutos. Si la pérdida de calor de la cafetera es despreciable, la potencia del elemento calefactor es

a) 3.8 kW *b*) 2.2 kW *c*) 1.9 kW
d) 1.6 kW *e*) 0.8 kW

3-136 Un recipiente rígido de 1 m^3 contiene 10 kg de agua (en cualquier fase o fases) a 160 °C. La presión en el recipiente es

a) 738 kPa *b*) 618 kPa *c*) 370 kPa
d) 2 000 MPa *e*) 1 618 kPa

3-137 En una olla de acero inoxidable sobre una estufa eléctrica hierve agua a 1 atm de presión. Se observa que 2 kg de agua líquida se evapora en 30 min. La tasa de transferencia de calor al agua es

a) 2.51 kW *b*) 2.32 kW *c*) 2.97 kW
d) 0.47 kW *e*) 3.12 kW

3-138 Se hierve agua en una olla, con una estufa al nivel del mar. Se observa que en 10 minutos de ebullición se evaporan 200 g de agua. La tasa de transferencia de calor al agua es

a) 0.84 kJ/min *b*) 45.1 kJ/min
c) 41.8 kJ/min *d*) 53.5 kJ/min
e) 225.7 kJ/min

3-139 Un recipiente rígido de 3 m^3 contiene vapor a 4 MPa y 500 °C. La masa del vapor es

a) 3.0 kg *b*) 9 kg *c*) 26 kg *d*) 35 kg *e*) 52 kg

3-140 Una lata sellada está llena con refrigerante 134a. El contenido de la lata está a la temperatura ambiente de 25 °C. Se produce una fuga, y la presión en la lata baja hasta la pre-

sión atmosférica local, de 90 kPa. Es de esperar que la temperatura del refrigerante baje a (redondeada a los enteros):

a) 0 °C *b*) −29 °C *c*) −16 °C *d*) 5 °C *e*) 25 °C

3-141 Un recipiente rígido contiene 2 kg de un gas ideal a 4 atm y 40 °C. Entonces se abre una válvula, y se deja escapar la mitad de la masa del gas. Si la presión final en el recipiente es 2.2 atm, la temperatura final en el recipiente es

a) 71 °C *b*) 44 °C *c*) −100 °C *d*) 20 °C *e*) 172 °C

3-142 La presión en un neumático de automóvil se mide y resulta 190 kPa (manométrica) antes de un viaje, y 215 kPa (manométrica) al terminarlo, en un lugar donde la presión atmosférica es 95 kPa. Si la temperatura del aire en el neumático antes del viaje era 25 °C, después del viaje es

a) 51.1 °C *b*) 64.2 °C *c*) 27.2 °C *d*) 28.3 °C *e*) 25.0 °C

Problemas de diseño, ensayo y experimento

3-143 En un artículo sobre mantenimiento de neumáticos, se indica que pierden aire con el tiempo, y las pérdidas de presión llegan hasta a 90 kPa (13 psi) por año. En el artículo se recomienda revisar la presión en los neumáticos al menos una vez al mes, para evitar baja presión que perjudica a la eficiencia del combustible y causa desgaste disparejo en las caras de rodamiento. Suponiendo que la presión inicial en un neumático sea 220 kPa (manométrica) y que la presión atmosférica sea 100 kPa, determine la fracción de aire que puede escapar del neumático por año.

3-144 Se sabe bien que el agua se congela a 0 °C a presión atmosférica. Se dice que la mezcla de agua líquida y hielo a 0 °C está en equilibrio estable, porque no puede cambiar cuando está aislada de sus alrededores. Sin embargo, cuando el agua está libre de impurezas, y las superficies internas del recipiente son lisas, se puede bajar la temperatura del agua hasta −2 °C o hasta una menor, sin que se forme hielo a presión atmosférica. Pero en ese estado, hasta una perturbación pequeña puede iniciar la formación abrupta de hielo, y la temperatura del agua se estabiliza en 0 °C, después de este cambio brusco. Se dice que el agua a −2 °C está en un *estado metaestable*. Escriba un ensayo sobre estados metaestables, y describa en qué difieren de los estados de equilibrio estables.

3-145 Un sólido generalmente absorbe el calor a medida que se funde, pero hay una excepción conocida a temperaturas cercanas al cero absoluto. Averigüe qué sólido es y proporcione una explicación física al respecto.

CAPÍTULO

4

Análisis de energía de sistemas cerrados

En el capítulo 2 se consideraron varias formas de energía y transferencia de energía, y se desarrolló una relación general para el principio de conservación de energía o balance de energía. Después, en el capítulo 3, se aprendió cómo determinar las propiedades termodinámicas de las sustancias. En este capítulo se aplica la relación de balance de energía a sistemas que no tienen que ver con ningún flujo másico que cruce sus fronteras; es decir, sistemas cerrados.

Este capítulo inicia con una explicación acerca del *trabajo de frontera móvil* o *trabajo P dV* que es posible encontrar generalmente en dispositivos reciprocantes como motores de automóviles y compresores. Posteriormente, se presenta la aplicación de la relación del *balance general de energía*, que se expresa de forma simple como $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$, para sistemas relacionados con una sustancia pura. Luego, se definen los *calores específicos*, se obtienen relaciones para la energía interna y la entalpía de *gases ideales* en términos de calores específicos y cambios de temperatura, y se llevan a cabo balances de energía en varios sistemas en los que intervienen gases ideales. Se repite esto para sistemas relacionados con sólidos y líquidos, que se aproximan como *sustancias incompresibles*.

OBJETIVOS

En el capítulo 4, los objetivos son:

- Examinar el trabajo de frontera móvil o trabajo *P dV* que se encuentra comúnmente en dispositivos reciprocantes como motores de automóviles y compresores.
- Identificar la primera ley de la termodinámica como un enunciado del principio de conservación de la energía para sistemas cerrados (masa fija).
- Desarrollar el balance general de energía aplicado a sistemas cerrados.
- Definir el calor específico a volumen constante y el calor específico a presión constante.
- Relacionar los calores específicos con el cálculo de cambios en la energía interna y la entalpía de gases ideales.
- Describir sustancias incompresibles y determinar los cambios en su energía interna y entalpía.
- Resolver problemas de balance de energía para sistemas cerrados (masa fija) que tienen que ver con interacciones de calor y trabajo para sustancias puras en general, gases ideales y sustancias incompresibles.

4-1 ▪ Trabajo de frontera móvil

Una forma de trabajo mecánico muy común en la práctica es aquella que está relacionada con la expansión o compresión de un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo. Durante este proceso, parte de la frontera (la cara interna del émbolo) se mueve en vaivén; por lo tanto, el trabajo de expansión y compresión suele llamarse **trabajo de frontera móvil** o simplemente **trabajo de frontera** (Fig. 4-1). Algunos lo llaman trabajo $P\,dV$ por razones que se explicarán más adelante. El trabajo de frontera móvil es la principal forma de trabajo relacionado con los *motores de automóviles*. Durante su expansión, los gases de combustión fuerzan al émbolo a moverse, el cual a su vez obliga al cigüeñal a girar.

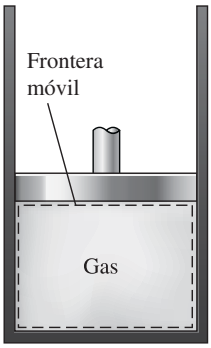


Figura 4-1
El trabajo relacionado con una frontera móvil se llama *trabajo de frontera*.

El trabajo de frontera móvil relacionado con motores o compresores reales no se puede determinar de forma precisa a partir solamente de un análisis termodinámico, porque el émbolo comúnmente se mueve a muy altas velocidades, lo cual dificulta que el gas en el interior mantenga su equilibrio. Entonces, los estados por los que pasa el sistema durante el proceso no se pueden especificar y tampoco es posible trazar alguna trayectoria del proceso. Por ser una función de la trayectoria, el trabajo no se puede determinar de forma analítica sin conocerla. Por lo tanto, el trabajo de frontera en motores o compresores reales se determina mediante mediciones directas.

En esta sección se analiza el trabajo de frontera móvil para un *proceso de cuasiequilibrio*, durante el cual el sistema permanece cercano al equilibrio todo el tiempo. Un proceso de cuasiequilibrio, llamado también *proceso cuasiestático*, es el que siguen muy de cerca los motores reales, en particular cuando el émbolo se mueve a velocidades bajas. En idénticas condiciones, se observa que el trabajo producido por los motores es un máximo, y el que entra a los compresores es un mínimo, cuando se emplean procesos de cuasiequilibrio en lugar de procesos sin cuasiequilibrio. A continuación se evalúa el trabajo relacionado con una frontera móvil para un proceso de cuasiequilibrio.

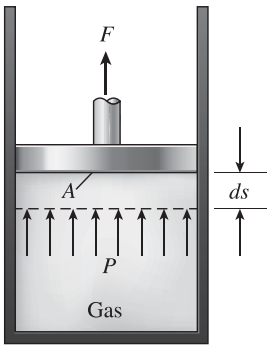


Figura 4-2
Un gas realiza una cantidad diferencial de trabajo δW_b cuando éste fuerza al émbolo a moverse una cantidad diferencial ds.

Considere gas encerrado en el dispositivo de cilindro-émbolo que se muestra en la figura 4-2. La presión inicial del gas es P, el volumen total es V, y el área de sección transversal del émbolo es A. Si se permite al émbolo moverse una distancia ds de modo que se mantenga el cuasiequilibrio, el trabajo diferencial hecho durante este proceso es

$$\delta W_b = F\,ds = PA\,ds = P\,dV \tag{4-1}$$

Es decir, el trabajo de frontera en la forma diferencial es igual al producto de la presión absoluta P y el cambio diferencial en el volumen dV del sistema. Esta expresión también explica por qué el trabajo de frontera móvil se llama a veces trabajo $P\,dV$.

Observe en la ecuación 4-1 que P es la presión absoluta, la cual siempre es positiva. Sin embargo, el cambio de volumen dV es positivo durante un proceso de expansión (incremento de volumen) y negativo durante uno de compresión (disminución de volumen). Así, el trabajo de frontera es positivo durante un proceso de expansión y negativo durante otro de compresión. Por lo tanto, la ecuación 4-1 se puede considerar como una expresión para el trabajo de frontera producido, $W_{b,\text{salida}}$. Un resultado negativo indica entrada de trabajo de frontera (compresión).

El trabajo de frontera total realizado durante el proceso completo a medida que se mueve el émbolo, se obtiene sumando los trabajos diferenciales desde los estados inicial hasta el final:

$$W_b = \int_1^2 P\,dV \qquad (\text{kJ}) \tag{4-2}$$

Esta integral se puede evaluar sólo si se conoce la relación funcional entre P y V durante el proceso; es decir, $P = f(V)$ debe estar disponible. Note que $P = f(V)$ es simplemente la ecuación de la trayectoria del proceso en un diagrama P-V.

El proceso de expansión en cuasiequilibrio descrito se muestra en un diagrama P-V en la figura 4-3, en la que el área diferencial dA es igual a $P\,dV$, que es el trabajo diferencial. El área total A bajo la curva del proceso 1-2 se obtiene sumando estas áreas diferenciales:

$$\text{Área} = A = \int_1^2 dA = \int_1^2 P\,dV \qquad \textbf{(4-3)}$$

Una comparación de esta ecuación con la 4-2 revela que *el área bajo la curva del proceso en un diagrama P-V es igual en magnitud al trabajo hecho en cuasiequilibrio durante una expansión o proceso de compresión de un sistema cerrado*. (En el diagrama P-V, esto representa el trabajo de frontera hecho por unidad de masa.)

Un gas puede seguir varias trayectorias cuando se expande del estado 1 al 2. En general, cada trayectoria tendrá debajo un área diferente y, puesto que ésta representa la magnitud del trabajo, el trabajo hecho será diferente para cada proceso (Fig. 4-4). Esto es de esperarse, ya que el trabajo es una función de la trayectoria (es decir, depende de la trayectoria seguida así como de los estados finales). Si el trabajo no fuera una función de la trayectoria, ningún dispositivo cíclico (motores automotrices, centrales eléctricas) podría operar como productor de trabajo. El trabajo producido por éstos durante una parte del ciclo tendría que ser consumido durante otra, y no habría salida neta de trabajo. El ciclo mostrado en la figura 4-5 produce una salida neta de trabajo porque el trabajo hecho por el sistema durante el proceso de expansión (área bajo la trayectoria A) es mayor al realizado sobre el sistema en el momento de compresión del ciclo (área bajo la trayectoria B), y la diferencia entre estos dos es el trabajo neto hecho durante el ciclo (área sombreada).

Si la relación entre P y V durante un proceso de expansión o compresión se da en términos de datos experimentales en lugar de en forma funcional, es evidente que no se puede llevar a cabo la integración analítica, pero siempre es posible graficar el diagrama P-V del proceso con estos puntos de datos, así como calcular de forma gráfica el área debajo para determinar el trabajo hecho.

En sentido estricto, P es en la ecuación 4-2 la presión sobre la superficie interna del émbolo, y se vuelve igual a la del gas en el cilindro sólo si el proceso es de cuasiequilibrio; por lo tanto, en determinado momento todo el gas en el cilindro está a la misma presión. La ecuación 4-2 también se puede usar para procesos sin cuasiequilibrio siempre y cuando la presión *en la cara interna del émbolo* se use para P. (Además, no se puede hablar de la presión de un *sistema* durante un proceso sin cuasiequilibrio porque las propiedades se definen sólo para estados de equilibrio.) Por lo tanto, se puede generalizar la relación de trabajo de frontera expresándola como

$$W_b = \int_1^2 P_i\,dV \qquad \textbf{(4-4)}$$

donde P_i es la presión en la cara interna del émbolo.

Observe que el trabajo es un mecanismo para la interacción de energía entre un sistema y sus alrededores, y W_b representa la cantidad de energía transferida desde el sistema durante un proceso de expansión (o hacia el sistema durante uno de compresión). Así, tiene que aparecer en alguna otra parte y debe ser

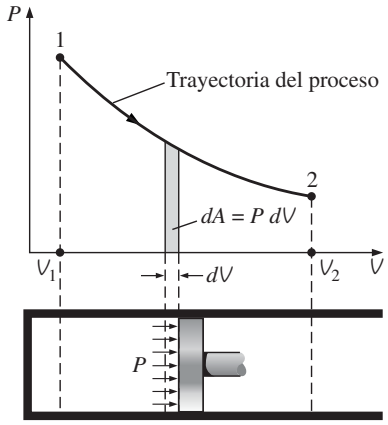


Figura 4-3
El área bajo la curva de proceso en un diagrama P-V representa el trabajo de frontera.

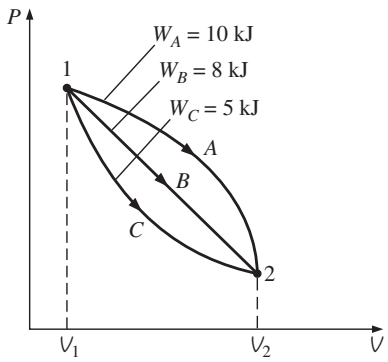


Figura 4-4
El trabajo de frontera realizado durante un proceso depende de la trayectoria seguida, así como de los estados finales.

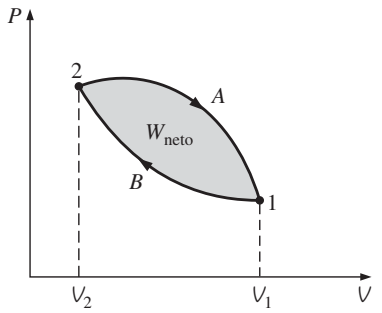


Figura 4-5
El trabajo neto hecho durante un ciclo es la diferencia entre el trabajo hecho por el sistema y el trabajo hecho sobre el sistema.

posible justificarlo porque la energía se conserva. En un motor de automóvil, por ejemplo, el trabajo de frontera realizado mediante la expansión de gases calientes se usa para vencer la fricción entre el émbolo y el cilindro, remover el aire atmosférico del camino de émbolo y hacer girar el cigüeñal. Por lo tanto,

$$W_b = W_{\text{fricción}} + W_{\text{atm}} + W_{\text{cigüeñal}} = \int_1^2 (F_{\text{fricción}} + P_{\text{atm}}A + F_{\text{cigüeñal}})\, dx \qquad \textbf{(4-5)}$$

Por supuesto, el trabajo usado para vencer la fricción aparece como calor de fricción y la energía transmitida por el cigüeñal pasa a otros componentes (como los neumáticos) para efectuar ciertas funciones. Sin embargo, observe que la energía transferida por el sistema como trabajo debe ser igual a la energía que reciben tanto el cigüeñal como la atmósfera y la energía usada para vencer la fricción. El uso de la relación de trabajo de frontera no se limita a los procesos de cuasiequilibrio de gases, también se puede usar para sólidos y líquidos.

EJEMPLO 4-1 Trabajo de frontera para un proceso a volumen constante

Un recipiente rígido contiene aire a 500 kPa y 150 °C. Como resultado de la transferencia de calor hacia los alrededores, la temperatura y la presión dentro del recipiente descienden a 65 °C y 400 kPa, respectivamente. Determine el trabajo de frontera hecho durante este proceso.

Solución En un recipiente rígido se enfría aire y se disminuye la presión y la temperatura. Se determinará el trabajo de frontera realizado.

Análisis En la figura 4-6 se muestran un bosquejo del sistema y el diagrama *P-V* del proceso. El trabajo de frontera se determina de la ecuación 4-2 como

$$W_b = \int_1^2 P\, \cancelto{0}{dV} = 0$$

Comentario Esto es de esperarse porque un recipiente rígido tiene un volumen constante y $dV = 0$ en esta ecuación. Por lo tanto, en este proceso no se realiza trabajo de frontera: es decir, el trabajo de frontera realizado durante un proceso a volumen constante es siempre cero. Esto también es evidente en el diagrama *P-V* del proceso (el área bajo la curva de proceso es cero).

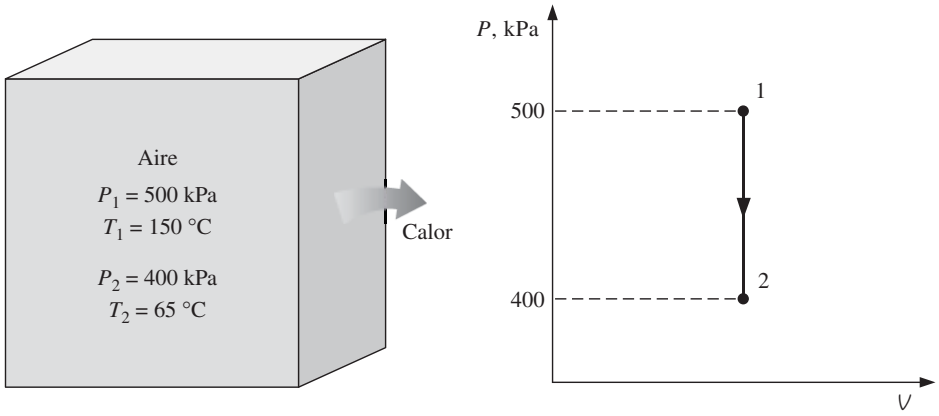


Figura 4-6
Esquema y diagrama *P-V* para el ejemplo 4-1.

EJEMPLO 4-2 Trabajo de frontera para un proceso a presión constante

Un dispositivo sin fricción que consta de cilindro-émbolo contiene 10 lbm de vapor a 60 psia y 320 °F. Se transfiere calor al vapor hasta que la temperatura alcanza 400 °F. Si el émbolo no está unido a una flecha y su masa es constante, determine el trabajo que realiza el vapor durante este proceso.

Solución Se calienta vapor en un dispositivo de cilindro-émbolo y la temperatura sube a presión constante. Se determinará el trabajo de frontera que se lleva a cabo.

Análisis En la figura 4-7 se muestran un bosquejo del sistema y el diagrama *P-V* del proceso.

Suposición El proceso de expansión es de cuasiequilibrio.

Análisis Aunque no se expresa explícitamente, la presión del vapor dentro del cilindro permanece constante durante este proceso, ya que tanto la presión atmosférica como el peso del émbolo permanecen constantes. Por lo tanto, éste es un proceso a presión constante, por lo que de la ecuación 4-2

$$W_b = \int_1^2 P\,dV = P_0 \int_1^2 dV = P_0(V_2 - V_1) \qquad \textbf{(4-6)}$$

o bien,

$$W_b = mP_0(v_2 - v_1)$$

dado que $V = mv$. De la tabla de vapor sobrecalentado (tabla A-6E), los volúmenes específicos se determinan como $v_1 = 7.4863$ pies^3/lbm en el estado 1 (60 psia, 320 °F) y $v_2 = 8.3548$ pies^3/lbm en el estado 2 (60 psia, 400 °F). Si se sustituyen estos valores, se obtiene

$$W_b = (10\ \text{lbm})(60\ \text{psia})[(8.3548 - 7.4863)\ \text{pies}^3/\text{lbm}]\left(\frac{1\ \text{Btu}}{5.404\ \text{psia} \cdot \text{pie}^3}\right)$$

$$= \mathbf{96.4\ Btu}$$

Comentario El signo positivo indica que el sistema realiza trabajo; es decir, el vapor usó 96.4 Btu de su energía para llevar a cabo este trabajo, cuya magnitud podría determinarse también calculando el área bajo la curva del proceso en un diagrama *P-V*, que en este caso es simplemente $P_0\,\Delta V$.

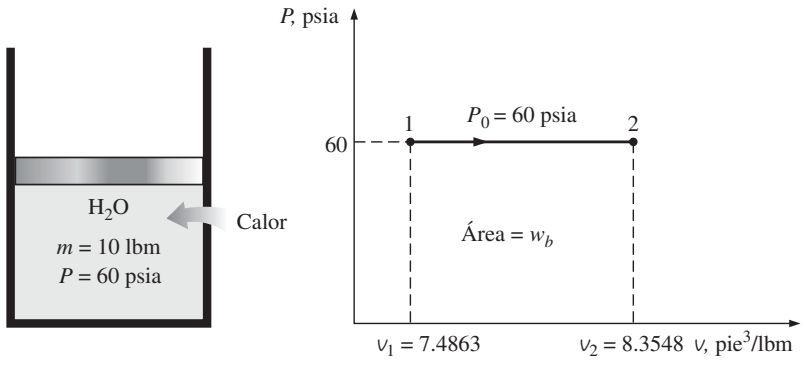


Figura 4-7

Esquema y diagrama *P-V* para el ejemplo 4-2.

EJEMPLO 4-3 Compresión isotérmica de un gas ideal

Al inicio un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.4 m^3 de aire a 100 kPa y 80 °C. Se comprime el aire a 0.1 m^3 de tal manera que la temperatura dentro del cilindro permanece constante. Determine el trabajo hecho durante este proceso.

Solución Se comprime isotérmicamente aire dentro de un dispositivo de cilindro-émbolo. Se determinará el trabajo de frontera realizado.

Análisis En la figura 4-8 se presenta un bosquejo del sistema y el diagrama *P-V* del proceso.

Suposiciones **1** El proceso de compresión es de cuasiequilibrio. **2** En las condiciones especificadas se puede considerar que el aire es un gas ideal porque está a una temperatura alta y a una baja presión en relación con sus valores de punto crítico.

Análisis Para un gas ideal a temperatura constante T_0,

$$PV = mRT_0 = C \quad \text{o} \quad P = \frac{C}{V}$$

donde C es una constante. Al sustituir esto en la ecuación 4-2, se obtiene

$$W_b = \int_1^2 P\,dV = \int_1^2 \frac{C}{V}\,dV = C\int_1^2 \frac{dV}{V} = C\ln\frac{V_2}{V_1} = P_1V_1\ln\frac{V_2}{V_1} \qquad \textbf{(4-7)}$$

En la ecuación 4-7 es posible reemplazar P_1V_1 por P_2V_2 o mRT_0. Asimismo, V_2/V_1 se reemplaza por P_1/P_2 para este caso, ya que $P_1V_1 = P_2V_2$.

Al sustituir los valores numéricos en la ecuación 4-7, se obtiene

$$W_b = (100\ \text{kPa})(0.4\ \text{m}^3)\left(\ln\frac{0.1}{0.4}\right)\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= \mathbf{-55.5\ kJ}$$

Comentario El signo negativo indica que este trabajo se hace sobre el sistema (una entrada de trabajo), que siempre es el caso para procesos de compresión.

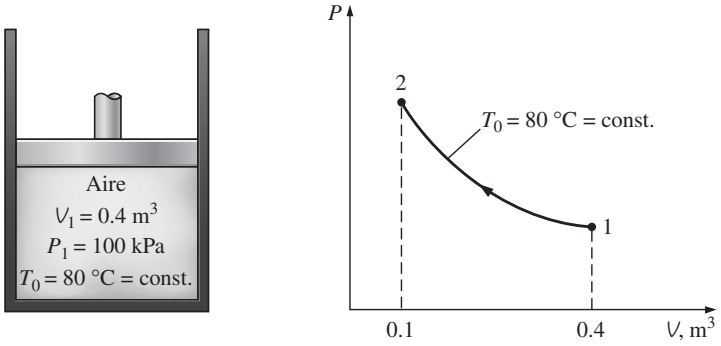


Figura 4-8
Esquema y diagrama *P-V* para el ejemplo 4-3.

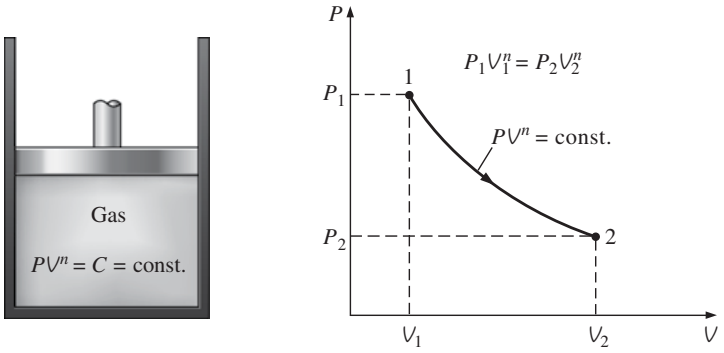


Figura 4-9
Esquema y diagrama P-V para un proceso politrópico.

Proceso politrópico

Durante procesos reales de expansión y compresión de gases, la presión y el volumen suelen relacionarse mediante $PV^n = C$, donde n y C son constantes. Un proceso de esta clase se llama **proceso politrópico** (Fig. 4-9). A continuación se desarrolla una expresión general para el trabajo realizado durante un proceso politrópico. La presión para un proceso de este tipo se puede expresar como

$$P = CV^{-n} \tag{4-8}$$

Al sustituir esta relación en la ecuación 4-2, se obtiene

$$W_b = \int_1^2 P\,dV = \int_1^2 CV^{-n}\,dV = C\frac{V_2^{-n+1} - V_1^{-n+1}}{-n+1} = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1-n} \tag{4-9}$$

dado que $C = P_1V_1^n = P_2V_2^n$. Para un gas ideal ($PV = mRT$), esta ecuación se puede escribir también como

$$W_b = \frac{mR(T_2 - T_1)}{1-n} \qquad n \neq 1 \qquad (\text{kJ}) \tag{4-10}$$

Para el caso especial de $n = 1$, el trabajo de frontera se convierte en

$$W_b = \int_1^2 P\,dV = \int_1^2 CV^{-1}\,dV = PV\ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

Para un gas ideal este resultado es equivalente al proceso isotérmico analizado en el ejemplo anterior.

EJEMPLO 4-4 Expansión de un gas ideal contra un resorte

Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.05 m^3 de un gas que se halla inicialmente a 200 kPa. En este estado, un resorte lineal que tiene una constante de resorte de 150 kN/m está en contacto con el émbolo sin ejercer ninguna fuerza sobre él. Después se transfiere calor al gas de modo que el émbolo sube y comprime el resorte hasta que el volumen dentro del cilindro se duplica. Si el área de sección transversal del émbolo es de 0.25 m^2, de-

termine *a*) la presión final dentro del cilindro, *b*) el trabajo total hecho por el gas y *c*) la fracción de trabajo realizado contra el resorte para comprimirlo.

Solución En un dispositivo de cilindro-émbolo equipado con un resorte lineal se expande un gas debido al calentamiento. Se determinarán la presión final del gas, el trabajo total realizado y la fracción del trabajo hecho para comprimir el resorte.

Suposiciones **1** El proceso de expansión es de cuasiequilibrio. **2** El resorte es lineal en el intervalo de interés.

Análisis En la figura 4-10 se muestran un bosquejo del sistema y el diagrama *P-V* del proceso.

a) El volumen encerrado en el estado final es

$$V_2 = 2V_1 = (2)(0.05\ \text{m}^3) = 0.1\ \text{m}^3$$

El desplazamiento del émbolo (y del resorte) es

$$x = \frac{\Delta V}{A} = \frac{(0.1 - 0.05)\ \text{m}^3}{0.25\ \text{m}^2} = 0.2\ \text{m}$$

La fuerza aplicada por el resorte lineal en el estado final es

$$F = kx = (150\ \text{kN/m})(0.2\ \text{m}) = 30\ \text{kN}$$

La presión adicional que el resorte aplica sobre el gas en este estado es

$$P = \frac{F}{A} = \frac{30\ \text{kN}}{0.25\ \text{m}^2} = 120\ \text{kPa}$$

Sin el resorte, la presión del gas permanecería constante en 200 kPa mientras sube el émbolo. Pero bajo el efecto del resorte, la presión aumenta en forma lineal de 200 kPa a

$$200 + 120 = \mathbf{320\ kPa}$$

en el estado final.

b) Una forma fácil de hallar el trabajo realizado es graficar el proceso en un diagrama *P-V* y encontrar el área bajo la curva del proceso. De la figura 4-10 el área bajo la curva del proceso (un trapezoide) se determina como

$$W = \text{área} = \frac{(200 + 320)\ \text{kPa}}{2}\,[(0.1 - 0.05)\ \text{m}^3]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = \mathbf{13\ kJ}$$

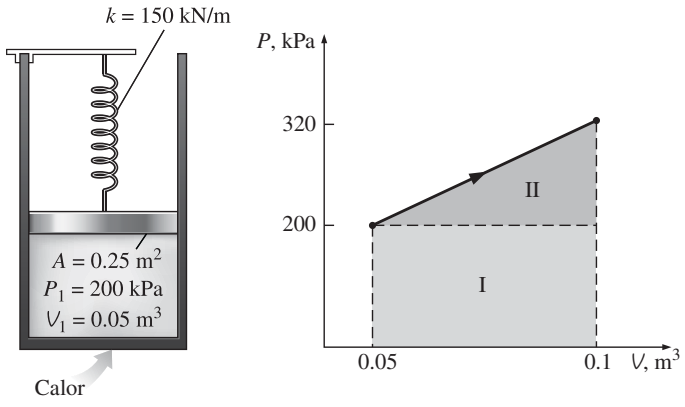


Figura 4-10
Esquema y diagrama *P-V* para el ejemplo 4-4.

Note que el sistema es el que realiza el trabajo.

c) El trabajo representado por el área rectangular (región I) se realiza contra el émbolo y la atmósfera, mientras que el representado por el área triangular (región II) se hace contra el resorte. Por lo tanto,

$$W_{\text{resorte}} = \tfrac{1}{2}[(320 - 200)\ \text{kPa}](0.05\ \text{m}^3)\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = \mathbf{3\ kJ}$$

Comentario Este resultado se podría haber obtenido también de

$$W_{\text{resorte}} = \tfrac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2) = \tfrac{1}{2}(150\ \text{kN/m})[(0.2\ \text{m})^2 - 0^2]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kN}\cdot\text{m}}\right) = 3\ \text{kJ}$$

4-2 ▪ Balance de energía para sistemas cerrados

El balance de energía para cualquier sistema que experimenta alguna clase de proceso se expresó como (véase capítulo 2)

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías}\\ \text{interna, cinética, potencial,}\\ \text{etcétera}}} \quad (\text{kJ}) \tag{4-11}$$

o bien, en la **forma de tasa**, como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta}\\ \text{de energía por calor, trabajo}\\ \text{y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías}\\ \text{interna, cinética, potencial,}\\ \text{etcétera}}} \quad (\text{kW}) \tag{4-12}$$

Para tasas constantes, las cantidades totales durante un intervalo de tiempo Δt se relacionan con las cantidades por unidad de tiempo como

$$Q = \dot{Q}\,\Delta t, \quad W = \dot{W}\,\Delta t \quad \text{y} \quad \Delta E = (dE/dt)\,\Delta t \quad \text{kJ} \tag{4-13}$$

El balance de energía se puede expresar por **unidad de masa** como

$$e_{\text{entrada}} - e_{\text{salida}} = \Delta e_{\text{sistema}} \quad (\text{kJ/kg}) \tag{4-14}$$

que se obtiene al dividir las cantidades de la ecuación 4-11 entre la masa m del sistema. El balance de energía se puede expresar también en forma diferencial como

$$\delta E_{\text{entrada}} - \delta E_{\text{salida}} = dE_{\text{sistema}} \quad \text{o} \quad \delta e_{\text{entrada}} - \delta e_{\text{salida}} = de_{\text{sistema}} \tag{4-15}$$

Para un sistema cerrado que experimenta un **ciclo**, los estados inicial y final son idénticos, por lo tanto, $\Delta E_{\text{sistema}} = E_2 - E_1 = 0$. Entonces, el balance de energía para un ciclo se simplifica a $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = 0$ o $E_{\text{entrada}} = E_{\text{salida}}$. Al observar que un sistema cerrado no tiene que ver con ningún flujo másico que cruce sus fronteras, el balance de energía para un ciclo se puede expresar en términos de interacciones de calor y trabajo como

$$W_{\text{neto,salida}} = Q_{\text{neto,entrada}} \quad \text{o} \quad \dot{W}_{\text{neto,salida}} = \dot{Q}_{\text{neto,entrada}} \quad (\text{para un ciclo}) \tag{4-16}$$

Es decir, la salida de trabajo neto durante un ciclo es igual a la entrada neta de calor (Fig. 4-11).

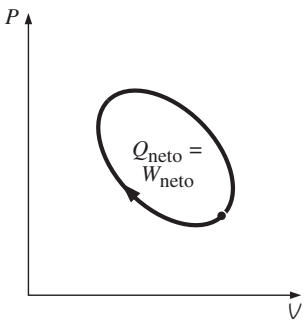


Figura 4-11

Para un ciclo, $\Delta E = 0$; por lo tanto $Q = W$.

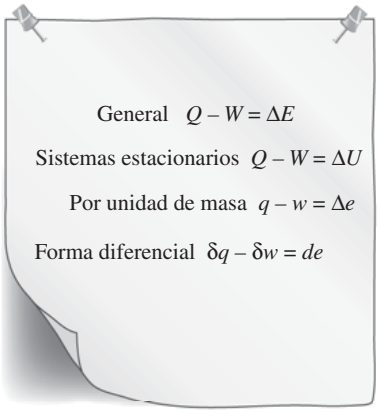


Figura 4-12
Diversas formas de la relación de la primera ley para sistemas cerrados.

Las relaciones de balance de energía (o la primera ley) expresadas anteriormente son de naturaleza intuitiva y son fáciles de usar cuando se conocen las magnitudes y las direcciones de las transferencias de calor y trabajo. Sin embargo, al efectuar un estudio analítico general o resolver un problema relacionado con una interacción desconocida de calor o trabajo, es necesario suponer una dirección para estas interacciones. En tales casos, es común usar la convención de signos de la termodinámica clásica y suponer el calor que se transferirá *al sistema* (entrada de calor) en la cantidad Q, así como el trabajo que realizará *el sistema* (salida de trabajo) en la cantidad W, para después resolver el problema. La relación del balance de energía en este caso para un sistema cerrado se convierte en

$$Q_{\text{neto,entrada}} - W_{\text{neto,salida}} = \Delta E_{\text{sistema}} \quad \text{o} \quad Q - W = \Delta E \tag{4-17}$$

donde $Q = Q_{\text{neto,entrada}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}$ es la *entrada neta de calor* y $W = W_{\text{neto,salida}} = W_{\text{salida}} - W_{\text{entrada}}$ es la *salida neta de trabajo*. Obtener una cantidad negativa para Q o W significa simplemente que la dirección supuesta para esa cantidad es errónea y debe invertirse. En la figura 4-12 se ofrecen varias formas de esta "tradicional" relación de la primera ley para sistemas cerrados.

La primera ley no se puede probar en forma matemática, pero tampoco se sabe de algún proceso en la naturaleza que la haya violado, y esto se debe tomar como demostración suficiente. Observe que si fuera posible probar la primera ley con base en otros principios físicos, entonces ésta sería una consecuencia de tales principios en lugar de ser por sí misma una ley física fundamental.

El calor y el trabajo no son distintas como cantidades de energía, y quizá se pregunte por qué aún así se les diferencia, ya que después de todo el cambio en el contenido de energía de un sistema es igual a la cantidad de energía que cruza las fronteras del sistema, y no importa si la energía los cruza en forma de calor o trabajo. En apariencia, las relaciones de la primera ley serían mucho más simples si se tuviera una cantidad que podríamos llamar *interacción de energía* para representar tanto al calor como al trabajo; así, desde el punto de vista de la primera ley, tanto el calor como el trabajo no son diferentes en absoluto, pero desde el punto de vista de la segunda ley, sin embargo, calor y trabajo son muy diferentes, como se explica en capítulos posteriores.

EJEMPLO 4-5 Calentamiento eléctrico de un gas a presión constante

Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 25 g de vapor de agua saturado que se mantiene a una presión constante de 300 kPa. Se enciende un calentador de resistencia eléctrica dentro del cilindro y pasa una corriente de 0.2 A durante 5 minutos desde una fuente de 120 V. Al mismo tiempo, ocurre una pérdida de calor de 3.7 kJ. *a*) Muestre que para un sistema cerrado el trabajo de frontera W_b y el cambio de energía interna ΔU en la relación de la primera ley se puede combinar en un término, ΔH, para un proceso a presión constante. *b*) Determine la temperatura final del vapor.

Solución En un dispositivo de cilindro-émbolo se expande vapor de agua saturado a presión constante debido al calentamiento. Se demostrará que $\Delta U + W_b = \Delta H$, y se determinará la temperatura final.

Suposiciones **1** El recipiente es estacionario, por lo tanto los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$. Por consiguiente $\Delta E = \Delta U$ y la energía interna es la única forma de energía del sistema que puede cambiar durante este proceso. **2** Los cables eléctricos constituyen una parte muy pequeña del sistema, así que se puede ignorar el cambio de energía de los cables.

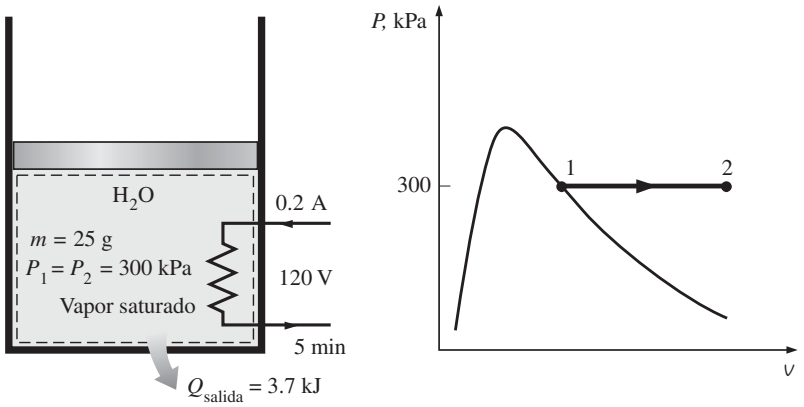


Figura 4-13
Esquema y diagrama *P*-*V* para el ejemplo 4-5.

Análisis Se toma el contenido del cilindro, incluidos los alambres de la resistencia, como el *sistema* (Fig. 4-13), el cual es un *sistema cerrado* porque ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso. Se observa que un dispositivo de cilindro-émbolo normalmente se relaciona con una frontera móvil y, por ende, con trabajo de frontera W_b. La presión permanece constante durante el proceso, de modo que $P_2 = P_1$. También, se pierde calor del sistema y se realiza trabajo eléctrico W_e sobre el sistema.

a) Esta parte de la solución requiere un análisis general para un sistema cerrado que experimenta un proceso de cuasiequilibrio a presión constante, así que se considera un sistema cerrado general. Se supone que la dirección de transferencia de calor Q es hacia el sistema y que éste realiza trabajo W. Asimismo, el trabajo se expresa como la suma del trabajo de frontera y de otras formas (como el eléctrico y el de flecha). Entonces el balance de energía se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$Q - W = \Delta U + \cancelto{0}{\Delta EC} + \cancelto{0}{\Delta EP}$$

$$Q - W_{\text{otro}} - W_b = U_2 - U_1$$

Para un proceso a presión constante, el trabajo de frontera está dado como $W_b = P_0(V_2 - V_1)$. Sustituyendo esto en la relación anterior se tiene

$$Q - W_{\text{otro}} - P_0(V_2 - V_1) = U_2 - U_1$$

Sin embargo,

$$P_0 = P_2 = P_1 \quad \rightarrow \quad Q - W_{\text{otro}} = (U_2 + P_2V_2) - (U_1 + P_1V_1)$$

También, $H = U + PV$, y entonces

$$Q - W_{\text{otro}} = H_2 - H_1 \qquad \text{(kJ)} \tag{4-18}$$

que es la relación buscada (Fig. 4-14). Esta ecuación es muy conveniente en el análisis de sistemas cerrados que experimentan un ***proceso de cuasiequilibrio a presión constante*** porque los términos de entalpía se ocupan del trabajo de frontera de forma automática, y ya no es necesario determinarlo por separado.

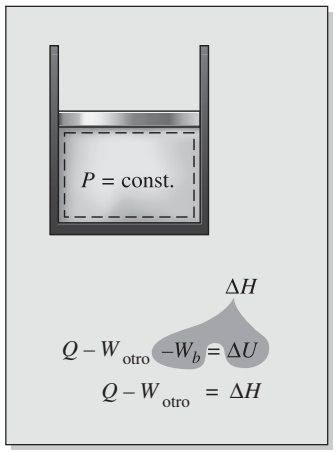


Figura 4-14
Para un sistema cerrado que experimenta un proceso de cuasiequilibrio con P = constante, $\Delta U + W_b = \Delta H$. Observe que esta relación NO es válida para procesos de sistemas cerrados durante los cuales la presión NO permanece constante.

b) La única otra forma de trabajo en este caso es el trabajo eléctrico, que se puede determinar a partir de

$$W_e = \mathbf{V}I\ \Delta t = (120\ \text{V})(0.2\ \text{A})(300\ \text{s})\left(\frac{1\ \text{kJ/s}}{1\ 000\ \text{VA}}\right) = 7.2\ \text{kJ}$$

Estado 1: $\left.\begin{matrix} P_1 = 300\ \text{kPa} \\ \text{vapor sat.} \end{matrix}\right\}$ $h_1 = h_{g\ \text{a}\ 300\ \text{kPa}} = 2\ 724.9\ \text{kJ/kg}$ (Tabla A-5)

La entalpía en el estado final se determina directamente de la ecuación 4-18, al expresar como cantidades negativas la transferencia de calor desde el sistema y el trabajo realizado sobre éste (ya que sus direcciones son opuestas a las direcciones estándar supuestas). De otro modo, se puede usar la relación de balance general de energía con la simplificación de que el trabajo de frontera se considera de manera automática reemplazando ΔU por ΔH para un proceso de expansión o compresión a presión constante:

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\begin{matrix}\text{Transferencia neta de energía} \\ \text{por calor, trabajo y masa}\end{matrix}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\begin{matrix}\text{Cambio en las energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}\end{matrix}}$$

$$W_{e,\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} - W_b = \Delta U$$

$$W_{e,\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} = \Delta H = m(h_2 - h_1) \qquad (\text{dado que } P = \text{constante})$$

$$7.2\ \text{kJ} - 3.7\ \text{kJ} = (0.025\ \text{kg})(h_2 - 2\ 724.9)\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = 2\ 864.9\ \text{kJ/kg}$$

Entonces el estado final se especifica por completo porque se conoce tanto la presión como la entalpía. La temperatura en este estado es

Estado 2: $\left.\begin{matrix} P_2 = 300\ \text{kPa} \\ h_2 = 2\ 864.9\ \text{kJ/kg} \end{matrix}\right\}$ $T_2 = \mathbf{200\ °C}$ (Tabla A-6)

Por lo tanto, el vapor estará a 200 °C al final de este proceso.

Comentario En sentido estricto, para este proceso el cambio de energía potencial del vapor no es cero porque su centro de gravedad sube un poco. Si se supone un cambio de elevación de 1 m (que es bastante improbable), el cambio en la energía potencial del vapor serían 0.0002 kJ, lo cual es muy pequeño en comparación con los otros términos en la relación de la primera ley. Por lo tanto, en problemas de esta clase, se ignora siempre el término de energía potencial.

EJEMPLO 4-6 Expansión irrestricta de agua

Un recipiente rígido está dividido en dos partes iguales por una separación. Al inicio, un lado del recipiente contiene 5 kg de agua a 200 kPa y 25 °C, mientras el otro se halla al vacío. Se retira la separación y el agua se expande en todo el recipiente, con lo que el agua intercambia calor con sus alrededores hasta que la temperatura en el recipiente vuelve al valor inicial de 25 °C. Determine *a*) el volumen del recipiente, *b*) la presión final y *c*) la transferencia de calor para este proceso.

Solución La mitad de un recipiente rígido se llena con agua líquida mientras la otra mitad está al vacío. Al quitar la división el agua se expande y llena todo el recipiente mientras la temperatura permanece constante. Se determinarán el volumen del recipiente, la presión final y la transferencia de calor.

Suposiciones **1** El sistema es estacionario, por lo tanto, los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $\Delta E = \Delta U$. **2** La dirección de transferencia de calor es hacia el sistema (ganancia de calor, $Q_{entrada}$). Un resultado negativo para $Q_{entrada}$ indica que la dirección supuesta es errónea, por consiguiente, es una pérdida de calor. **3** El volumen del recipiente rígido es constante, así que no hay transferencia de energía como trabajo de frontera. **4** No hay trabajo eléctrico, de flecha o de otra clase.

Análisis Se considera el contenido del recipiente, además del espacio al vacío, como el *sistema* (Fig. 4-15), el cual es *cerrado* porque ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso. Se observa que el agua llena todo el recipiente cuando se quita la división (posiblemente como mezcla de líquido y vapor).

a) Al inicio el agua en el recipiente existe como un líquido comprimido dado que su presión (200 kPa) es mayor que la presión de saturación a 25 °C (3.1698 kPa). Considerando el líquido comprimido como un líquido saturado a la temperatura dada, se tiene

$$v_1 \cong v_{f\,a\,25\,^\circ C} = 0.001003\ m^3/kg \cong 0.001\ m^3/kg \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

Entonces el volumen inicial del agua es

$$V_1 = mv_1 = (5\ kg)(0.001\ m^3/kg) = 0.005\ m^3$$

El volumen total del recipiente es el doble de esta cantidad:

$$V_{recipiente} = (2)(0.005\ m^3) = \mathbf{0.01\ m^3}$$

b) En el estado final, el volumen específico del agua es

$$v_2 = \frac{V_2}{m} = \frac{0.01\ m^3}{5\ kg} = 0.002\ m^3/kg$$

el cual es dos veces el valor inicial del volumen específico. Este resultado no es extraño ya que el volumen se duplica mientras que la cantidad de masa se mantiene constante.

$$\text{A 25 °C:} \quad v_f = 0.001003\ m^3/kg \quad \text{y} \quad v_g = 43.340\ m^3/kg \quad \text{(Tabla A-4)}$$

Como $v_f < v_2 < v_g$, el agua es un vapor húmedo en el estado final y por lo tanto la presión es la de saturación a 25 °C:

$$P_2 = P_{sat\,a\,25\,^\circ C} = \mathbf{3.1698\ kPa} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

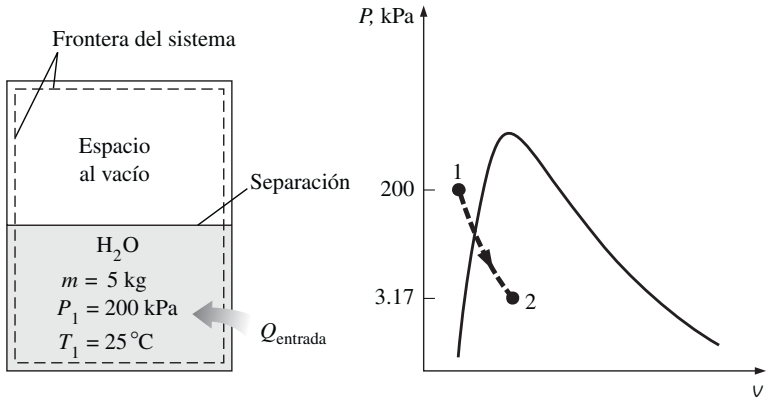


Figura 4-15
Esquema y diagrama *P*-*V* para el ejemplo 4-6.

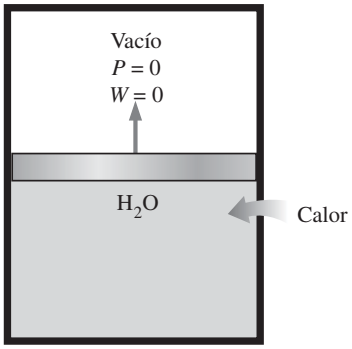


Figura 4-16

La expansión contra un vacío no implica trabajo, por lo tanto ninguna transferencia de energía.

c) Bajo las suposiciones y observaciones expresadas, el balance de energía en el sistema se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$Q_{\text{entrada}} = \Delta U = m(u_2 - u_1)$$

Observe que aunque el agua se expande durante este proceso, el sistema elegido sólo involucra fronteras fijas (línea discontinua) y en consecuencia el trabajo de frontera móvil es cero (Fig. 4-16). Entonces, $W = 0$ porque el sistema no tiene que ver con otras formas de trabajo. (¿Es posible alcanzar las mismas conclusiones si se elige al agua como el sistema?) Inicialmente,

$$u_1 \cong u_{f\,\text{a}\,25\,^\circ\text{C}} = 104.83\ \text{kJ/kg}$$

La calidad en el estado final se determina a partir de la información del volumen específico:

$$x_2 = \frac{v_2 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.002 - 0.001}{43.34 - 0.001} = 2.3 \times 10^{-5}$$

Entonces

$$\begin{aligned} u_2 &= u_f + x_2 u_{fg} \\ &= 104.83\ \text{kJ/kg} + (2.3 \times 10^{-5})(2\,304.3\ \text{kJ/kg}) \\ &= 104.88\ \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

Al sustituir, se obtiene

$$Q_{\text{entrada}} = (5\ \text{kg})[(104.88 - 104.83)\ \text{kJkg}] = \mathbf{0.25\ kJ}$$

Comentario El signo positivo indica que la dirección supuesta es correcta y que se transfiere calor al agua.

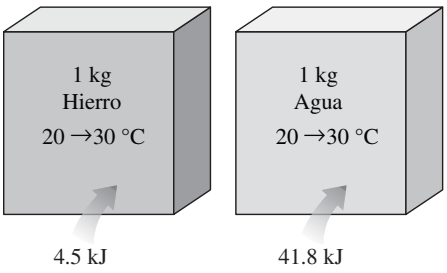


Figura 4-17

Se requieren diferentes cantidades de energía para elevar en la misma cantidad la temperatura de distintas sustancias.

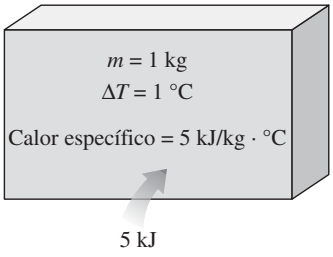


Figura 4-18

El calor específico es la energía requerida para elevar la temperatura en un grado de una unidad de masa de una sustancia en una manera especificada.

4-3 ▪ Calores específicos

Se sabe por experiencia que se requieren distintas cantidades de energía para elevar en un grado la temperatura de masas idénticas pertenecientes a sustancias diferentes. Por ejemplo, se necesitan 4.5 kJ de energía para elevar la temperatura de 1 kg de hierro de 20 a 30 °C, mientras que se requiere nueve veces esta energía (41.8 kJ, para ser exactos) con la finalidad de elevar la temperatura de 1 kg de agua líquida en la misma cantidad (Fig. 4-17). Por lo tanto, es deseable tener una propiedad que permita comparar la capacidad de almacenaje de energía de varias sustancias. Esta propiedad es el calor específico.

El **calor específico** se define como *la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia* (Fig. 4-18). En general, esta energía depende de cómo se ejecute el proceso. En termodinámica, el interés se centra en dos clases de calores específicos: **calor específico a volumen constante** c_v y **calor específico a presión constante** c_p.

Desde un punto de vista físico, el calor específico a volumen constante c_v se puede considerar como *la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia cuando el volumen se mantiene constante.* La energía requerida para hacer lo mismo cuando se

mantiene constante la presión es el calor específico a presión constante c_p, lo cual se ilustra en la figura 4-19. El calor específico a presión constante c_p es siempre mayor que c_v porque a presión constante se permite que el sistema se expanda y la energía para este trabajo de expansión también debe ser suministrada al sistema.

Ahora se expresarán los calores específicos en términos de otras propiedades termodinámicas. Primero, considere una masa fija en un sistema cerrado estacionario que experimenta un proceso a volumen constante (por lo tanto, no hay trabajo de expansión o compresión). El principio de conservación de energía $e_{\text{entrada}} - e_{\text{salida}} = \Delta e_{\text{sistema}}$ para este proceso puede expresarse en forma diferencial como

$$\delta e_{\text{entrada}} - \delta e_{\text{salida}} = du$$

El lado izquierdo de esta ecuación representa la cantidad neta de energía transferida al sistema. A partir de la definición de c_v, esta energía debe ser igual a $c_v\,dT$, donde dT es el cambio diferencial de temperatura. Así,

$$c_v\,dT = du \qquad \text{a volumen constante}$$

o bien,

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \tag{4-19}$$

De manera similar, una expresión para el calor específico a presión constante c_p se obtiene al considerar un proceso de expansión o compresión a presión constante,

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \tag{4-20}$$

Las ecuaciones 4-19 y 4-20 son las que definen c_v y c_p, y su interpretación se ofrece en la figura 4-20.

Observe que c_v y c_p se expresan en términos de otras propiedades; de esta manera, deben ser propiedades por sí mismas. Como cualquier otra propiedad, los calores específicos de una sustancia dependen del estado que generalmente se especifica mediante dos propiedades intensivas, independientes. Es decir, la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una sustancia difiere a temperaturas y presiones distintas (Fig. 4-21), pero normalmente esta diferencia no es muy grande.

De las ecuaciones 4-19 y 4-20 se pueden hacer algunas observaciones. Una es que son *relaciones de propiedades* y como tales *son independientes del tipo de proceso*; por lo tanto, son válidas para *cualquier* sustancia que experimenta *cualquier* proceso. La única relevancia que tiene c_v en relación con un proceso a volumen constante es que c_v corresponde a la energía transferida hacia un sistema durante un proceso, a volumen constante por unidad de masa, por cada grado que aumenta la temperatura. Así es como se determinan los valores de c_v y también como se originó el nombre de *calor específico a volumen constante*. Del mismo modo, la energía transferida al sistema por unidad de masa y que causa el aumento unitario de temperatura durante un proceso a presión constante es igual a c_p, con lo cual se determinan los valores de c_p y se explica también el origen del nombre de *calor específico a presión constante*.

Otra observación que se puede hacer de las ecuaciones 4-19 y 4-20 es que c_v está relacionado con los cambios de *energía interna* mientras que c_p con los cambios de *entalpía*. De hecho, sería más adecuado definir c_v como *el*

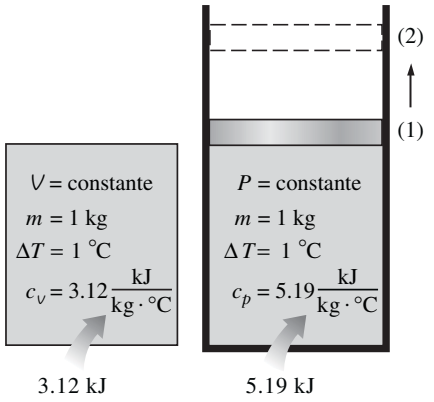


Figura 4-19

Calores específicos a volumen y presión constantes c_v y c_p (los valores expresados son para el gas helio).

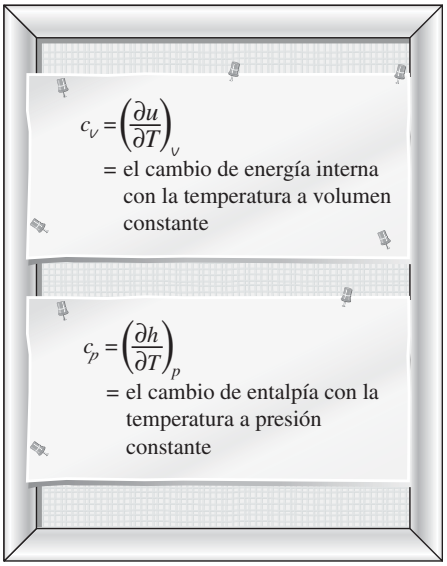


Figura 4-20

Definiciones formales de c_v y c_p.

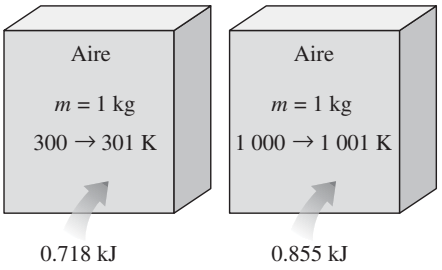


Figura 4-21
El calor específico de una sustancia cambia con la temperatura.

cambio en la energía interna de una sustancia por cambio unitario de temperatura a volumen constante. Asimismo, es posible definir c_p como *el cambio en la entalpía de una sustancia por cambio unitario en la temperatura a presión constante*. En otras palabras, c_v es una medida de la variación de energía interna de una sustancia con la temperatura, y c_p es una medida de la variación de entalpía de una sustancia con la temperatura.

Tanto la energía interna como la entalpía de una sustancia se pueden modificar mediante la transferencia de *energía* en cualquier forma, con el calor como una de las posibles formas de ellas. Por lo tanto, el término *energía específica* es quizá más apropiado que el de *calor específico*, lo cual significa que la energía se transfiere (y almacena) en forma de calor.

Una unidad común para los calores específicos es kJ/kg · °C o kJ/kg · K. Observe que ambas unidades son *idénticas* dado que $\Delta T(\,^\circ\text{C}) = \Delta T(\text{K})$, y un cambio de 1 °C en la temperatura es equivalente a un cambio de 1 K. A veces los calores específicos se dan en *base molar*; en este caso se denotan mediante $\overline{c}_v$ y $\overline{c}_p$ y tienen la unidad kJ/kmol · °C o kJ/kmol · K.

4-4 ▪ Energía interna, entalpía y calores específicos de gases ideales

Se define un gas ideal como un gas cuya temperatura, presión y volumen específico se relacionan mediante

$$Pv = RT$$

Se ha demostrado en forma matemática (capítulo 12) y experimental (Joule, 1843) que para un gas ideal la energía interna es sólo una función de la temperatura. Es decir,

$$u = u(T) \qquad \textbf{(4-21)}$$

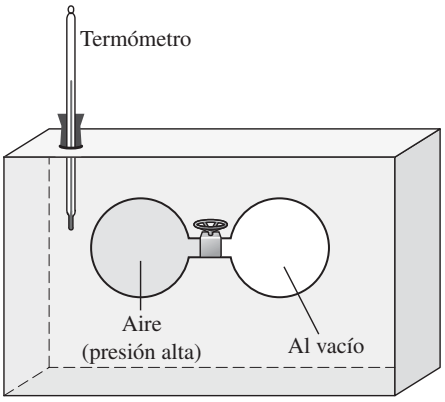


Figura 4-22
Esquema del aparato experimental que usó Joule.

En su experimento clásico, Joule sumergió en agua dos recipientes conectados mediante un tubo y una válvula, como se ilustra en la figura 4-22. Al principio, uno de los recipientes contenía aire a una presión alta y el otro estaba al vacío. Cuando se alcanzó el equilibrio térmico, abrió la válvula para permitir el paso de aire de un recipiente al otro hasta que se igualaron las presiones. Joule no observó ningún cambio en la temperatura del agua y supuso que no se transfirió calor hacia o desde el aire. Como tampoco se realizó trabajo, concluyó que la energía interna del aire no cambió aun cuando el volumen y la presión sí lo hicieron. Por lo tanto, razonó, la energía interna es una función de la temperatura solamente y no de la presión o del volumen específico. (Joule demostró después que para gases con una desviación significativa respecto al comportamiento de un gas ideal, la energía interna no es sólo una función de la temperatura.)

Con la definición de entalpía y la ecuación de estado de un gas ideal, se tiene

$$\left.\begin{aligned} h &= u + Pv \\ Pv &= RT \end{aligned}\right\} \quad h = u + RT$$

Dado que R es constante y $u = u(T)$, se deduce que la entalpía de un gas ideal es también sólo una función de la temperatura:

$$h = h\,(T) \qquad \textbf{(4-22)}$$

Puesto que para un gas ideal u y h dependen únicamente de la temperatura, los calores específicos c_v y c_p dependen también, a lo sumo, sólo de la temperatura. Por lo tanto, a una temperatura dada, u, h, c_v y c_p de un gas ideal tienen valores fijos sin importar el volumen específico o la presión (Fig. 4-23). Así, para gases ideales, las derivadas parciales de las ecuaciones 4-19 y 4-20 se pueden reemplazar por derivadas ordinarias. Entonces, los cambios diferenciales en la energía interna y la entalpía de un gas ideal se pueden expresar como

$$du = c_v(T)\,dT \tag{4-23}$$

y

$$dh = c_p(T)\,dT \tag{4-24}$$

El cambio de energía interna o la entalpía para un gas ideal durante un proceso que pasa del estado 1 al 2 se determina integrando estas ecuaciones:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c_v(T)\,dT \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{4-25}$$

y

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 c_p(T)\,dT \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{4-26}$$

Para llevar a cabo estas integraciones se requiere tener relaciones para c_v y c_p como funciones de la temperatura.

A presiones bajas, los gases reales aproximan su comportamiento al de un gas ideal; por lo tanto, sus calores específicos dependen sólo de la temperatura. Los calores específicos de los gases reales a presiones bajas se llaman *calores específicos de gas ideal* o *calores específicos de presión cero*, y se denotan como c_{p0} y c_{v0}. Las expresiones analíticas exactas para calores específicos de gas ideal, con base en mediciones o cálculos directos de comportamiento estadístico de moléculas, están disponibles y se presentan como polinomios de tercer grado en el apéndice (tabla A-2*c*) para diversos gases. En la figura 4-24 se ofrece una gráfica de $\bar{c}_{p0}(T)$ para algunos gases comunes.

El uso de datos de calores específicos de gas ideal se limita a presiones bajas, pero también se pueden usar y obtener una exactitud razonable a presiones moderadamente altas, siempre y cuando el gas no se desvíe de forma significativa del comportamiento de un gas ideal.

Las integraciones en las ecuaciones 4-25 y 4-26 son directas pero toman mucho tiempo, de ahí que resulten imprácticas. Para evitar cálculos laboriosos, los datos de u y h han sido tabulados para diversos gases en pequeños intervalos de temperatura. Estas tablas se obtienen eligiendo un punto de referencia arbitrario y llevando a cabo las integraciones en las ecuaciones 4-25 y 4-26 con el estado 1 como el de referencia. En las tablas de gas ideal presentadas en el apéndice, cero kelvin se elige como el estado de referencia, y tanto la entalpía como la energía interna tienen asignados valores cero en ese estado (Fig. 4-25). La elección del estado de referencia no tiene efecto sobre los cálculos de Δu o Δh. Los datos de u y h se dan en kJ/kg para el aire (tabla A-17) y comúnmente en kJ/kmol para otros gases. Para el análisis termodinámico de las reacciones químicas la unidad kJ/kmol es muy conveniente.

De la figura 4-24 se pueden hacer algunas observaciones. Una es que los calores específicos de gases con moléculas complejas (moléculas con dos o más átomos) son más altos y se incrementan con la temperatura. También, la

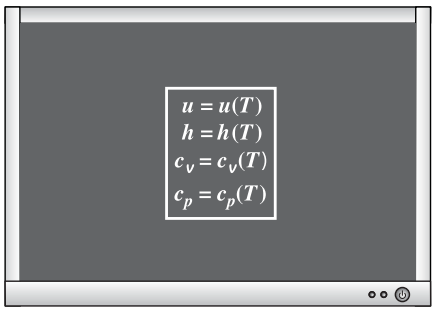


Figura 4-23

Para gases ideales, u, h, c_v y c_p varían sólo con la temperatura.

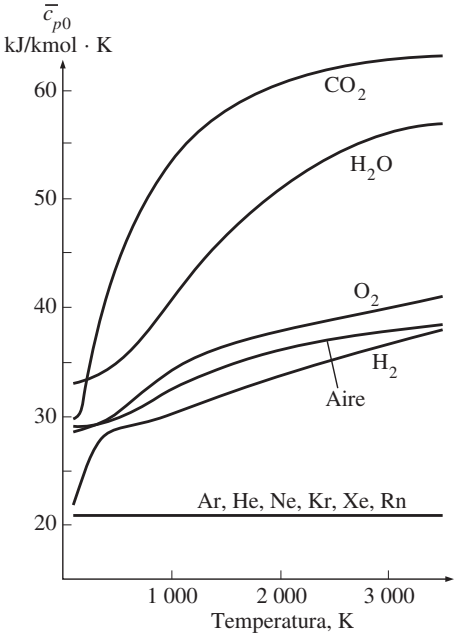


Figura 4-24

Calores específicos de gas ideal a presión constante para algunos gases (véase la tabla A-2*c* para ecuaciones de c_p).

Aire

T, K	u, kJ/kg	h, kJ/kg
0	0	0
.	.	.
.	.	.
300	214.07	300.19
310	221.25	310.24
.	.	.
.	.	.

Figura 4-25

En la preparación de tablas de gas ideal, se elige 0 K como temperatura de referencia.

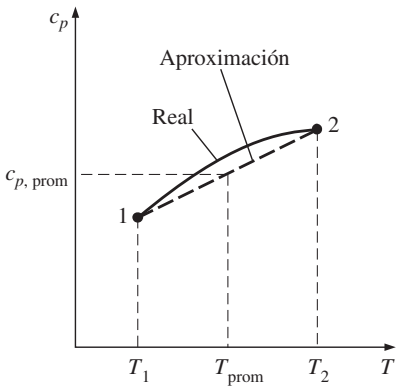


Figura 4-26

Para intervalos de temperatura pequeños, se puede suponer que los calores específicos varían en forma lineal con la temperatura.

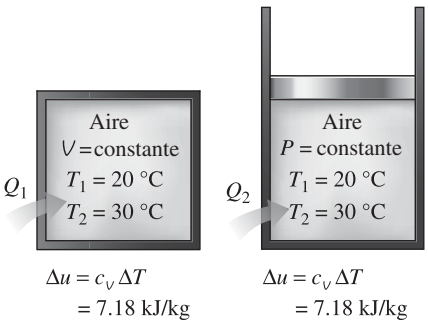


Figura 4-27

La relación $\Delta u = c_v \Delta T$ es válida para *cualquier* clase de proceso, a volumen constante o no.

variación de los calores específicos con la temperatura es uniforme y se puede aproximar como lineal en intervalos pequeños de temperatura (algunos cientos de grados o menos). Por lo tanto, las funciones de calor específico de las ecuaciones 4-25 y 4-26 se pueden reemplazar por valores promedio constantes de calores específicos. Entonces, al llevar a cabo las integraciones en estas ecuaciones, se obtiene

$$u_2 - u_1 = c_{v,\text{prom}}(T_2 - T_1) \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{4-27}$$

y

$$h_2 - h_1 = c_{p,\text{prom}}(T_2 - T_1) \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{4-28}$$

Los valores de calores específicos para algunos gases comunes se listan como una función de la temperatura en la tabla A-2*b*. Los calores específicos promedio $c_{p,\text{prom}}$ y $c_{v,\text{prom}}$ se evalúan de esta tabla a la temperatura promedio $(T_1 + T_2)/2$, como se muestra en la figura 4-26. Si no se conoce la temperatura final T_2, los calores específicos se pueden evaluar en T_1 o en la temperatura promedio anticipada. Entonces T_2 se determina usando estos valores de calor específico. Si es necesario, el valor de T_2 se puede refinar evaluando los calores específicos en la nueva temperatura promedio.

Otra forma de determinar los calores específicos promedio es evaluarlos en T_1 y T_2 y luego sacar su promedio. En general ambos métodos dan resultados razonablemente buenos, y uno no es necesariamente mejor que el otro.

Otra observación que se puede hacer a partir de la figura 4-24 es que los calores específicos de gas ideal para *gases monoatómicos* como argón, neón y helio permanecen constantes en todo el intervalo de temperatura. Así, Δu y Δh de gases monoatómicos se determinan con facilidad de las ecuaciones 4-27 y 4-28.

Observe que las relaciones Δu y Δh antes dadas no están restringidas a alguna clase de proceso, sino que son válidas para todos los procesos. La presencia del calor específico a volumen constante c_v en una ecuación no debe hacer pensar que esta ecuación es válida sólo para un proceso a volumen constante; por el contrario, la relación $\Delta u = c_{v,\text{prom}}\,\Delta T$ es válida para *cualquier* gas ideal que experimenta *cualquier* proceso (Fig. 4-27). Un argumento similar se puede presentar para c_p y Δh.

En resumen, hay tres formas de determinar los cambios de energía interna y entalpía para gases ideales (Fig. 4-28):

1. Mediante los datos tabulados de u y h. Ésta es la forma más sencilla y exacta cuando están fácilmente disponibles las tablas.
2. Por medio de las relaciones c_v o c_p como una función de la temperatura para después llevar a cabo las integraciones. Esto es muy inconveniente para cálculos manuales, pero bastante deseable para cálculos por computadora. Los resultados obtenidos son muy exactos.
3. Con el empleo de calores específicos promedio. Esto es muy simple y de hecho muy conveniente cuando no se encuentran disponibles las tablas de propiedades. Los resultados que se obtienen son razonablemente exactos si el intervalo de temperatura no es muy grande.

Relaciones de calores específicos de gases ideales

Una relación especial entre c_p y c_v para gases ideales se obtiene al derivar la relación $h = u + RT$, lo cual produce

$$dh = du + R\,dT$$

Si se reemplaza dh por $c_p\,dT$ y du por $c_v\,dT$, y se divide la expresión resultante entre dT, se obtiene

$$c_p = c_v + R \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \tag{4-29}$$

Ésta es una relación importante para gases ideales porque permite determinar c_v si se conocen c_p y la constante del gas R.

Cuando los calores específicos aparecen en base molar, debe reemplazarse R en la ecuación anterior por la constante universal de los gases R_u (Fig. 4-29).

$$\bar{c}_p = \bar{c}_v + R_u \qquad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \tag{4-30}$$

En este punto, se introduce otra propiedad del gas ideal conocida como **relación de calores específicos** k, definida como

$$k = \frac{c_p}{c_v} \tag{4-31}$$

La relación de calores específicos varía también con la temperatura, pero su variación es muy pequeña. Para gases monoatómicos, su valor es en esencia una constante en 1.667. Muchos gases diatómicos, incluso el aire, tienen una relación de calores específicos de alrededor de 1.4 a temperatura ambiente.

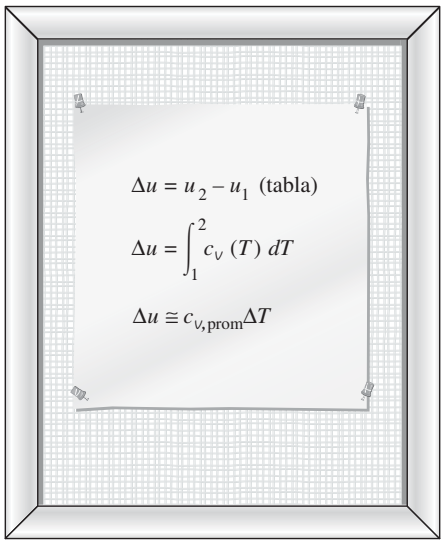


Figura 4-28
Tres formas de calcular Δu.

EJEMPLO 4-7 Evaluación del Δu de un gas ideal

Aire a 300 K y 200 kPa se calienta a presión constante hasta 600 K. Determine el cambio de energía interna del aire por unidad de masa, con *a*) datos de la tabla para el aire (tabla A-17), *b*) la forma de función del calor específico (tabla A-2*c*) y *c*) el valor del calor específico promedio (tabla A-2*b*).

Solución El cambio de energía interna del aire se determinará en tres formas distintas.

Suposición En condiciones específicas, se puede considerar que el aire es un gas ideal porque se encuentra a alta temperatura y baja presión en relación con sus valores de punto crítico.

Análisis El cambio de energía interna Δu de gases ideales depende sólo de las temperaturas inicial y final y no del tipo de proceso. Así, la siguiente solución es válida para cualquier clase de proceso.

a) Una forma de determinar el cambio de energía interna del aire es leer los valores de u en T_1 y T_2 de la tabla A-17 y calcular la diferencia:

$$u_1 = u_{\text{a 300 K}} = 214.07\ \text{kJ/kg}$$
$$u_2 = u_{\text{a 600 K}} = 434.78\ \text{kJ/kg}$$

Así,

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (434.78 - 214.07)\ \text{kJ/kg} = \mathbf{220.71\ kJ/kg}$$

b) El $\bar{c}_p(T)$ del aire se da en la tabla A-2c en la forma de un polinomio de tercer grado como

$$\bar{c}_p(T) = a + bT + cT^2 + dT^3$$

donde $a = 28.11$, $b = 0.1967 \times 10^{-2}$, $c = 0.4802 \times 10^{-5}$, y

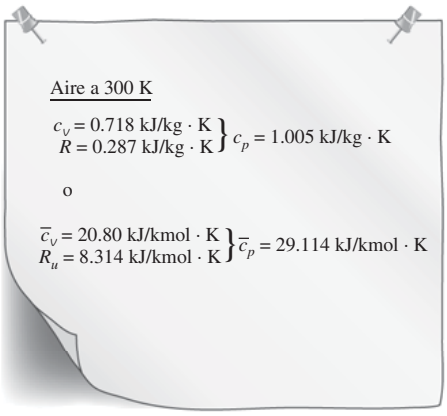


Figura 4-29
El c_p de un gas ideal se puede determinar de c_v y R.

$d = -1.966 \times 10^{-9}$. De la ecuación 4-30,

$$\bar{c}_v(T) = \bar{c}_p - R_u = (a - R_u) + bT + cT^2 + dT^3$$

De la ecuación 4-25,

$$\Delta\bar{u} = \int_1^2 \bar{c}_v(T)\, dT = \int_{T_1}^{T_2} [(a - R_u) + bT + cT^2 + dT^3]\, dT$$

Al efectuar la integración y sustituir los valores, se obtiene

$$\Delta\bar{u} = 6\,447 \text{ kJ/kmol}$$

El cambio de energía interna por unidad de masa se determina dividiendo este valor entre la masa molar del aire (tabla A-1):

$$\Delta u = \frac{\Delta\bar{u}}{M} = \frac{6\,447 \text{ kJ/kmol}}{28.97 \text{ kg/kmol}} = \mathbf{222.5 \text{ kJ/kg}}$$

lo que difiere del valor tabulado en 0.8 por ciento.

c) El valor promedio del calor específico a volumen constante $c_{v,\text{prom}}$ se determina de la tabla A-2*b* a la temperatura promedio de $(T_1 + T_2)/2 = 450$ K como

$$c_{v,\text{prom}} = c_{v \text{ a } 450 \text{ K}} = 0.733 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Así,

$$\Delta u = c_{v,\text{prom}}(T_2 - T_1) = (0.733 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})[(600 - 300)\text{K}]$$

$$= 220 \text{ kJ/kg}$$

Comentario Esta respuesta difiere del valor tabulado (220.71 kJ/kg) en sólo 0.4 por ciento. Esta estrecha concordancia no sorprende porque la suposición de que c_v varía de manera lineal con la temperatura es razonable a intervalos de temperatura de sólo unos cientos de grados. Si se hubiera usado el valor de c_v en $T_1 = 300$ K en lugar de T_{prom}, el resultado sería 215.4 kJ/kg, el cual tiene un error de casi 2 por ciento. Errores de esta magnitud son aceptables en ingeniería para la mayor parte de los propósitos.

EJEMPLO 4-8 Calentamiento de un gas en un recipiente por agitación

Un recipiente rígido aislado contiene al inicio 1.5 lbm de helio a 80 °F y 50 psia. Dentro del recipiente hay una rueda de paletas que opera con una potencia nominal de 0.02 hp durante 30 min. Determine *a*) la temperatura final y *b*) la presión final del gas helio.

Solución Un recipiente aislado contiene gas helio, el cual es agitado mediante una rueda de paletas. Se determinarán *a*) la temperatura final y *b*) la presión final del gas helio.

Suposiciones **1** El helio es un gas ideal ya que está a muy alta temperatura en relación con su valor de punto crítico de –451 °F. **2** Se pueden usar los calores específicos constantes para el helio. **3** El sistema es estacionario, por lo tanto, los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $\Delta E = \Delta U$. **4** El volumen del recipiente es constante, de modo que no hay trabajo de frontera. **5** El sistema es adiabático y, en consecuencia, no hay transferencia de calor.

Análisis Se toma el contenido del recipiente como el *sistema* (Fig. 4-30), el cual es *cerrado* porque ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso. Se observa que se realiza trabajo de flecha sobre el sistema.

a) La cantidad de trabajo que la rueda de paletas hace sobre el sistema es

$$W_{\text{flecha}} = \dot{W}_{\text{flecha}}\,\Delta t = (0.02\ \text{hp})(0.5\ \text{h})\left(\frac{2\,545\ \text{Btu/h}}{1\ \text{hp}}\right) = 25.45\ \text{Btu}$$

Bajo las suposiciones y observaciones expresadas, el balance de energía en el sistema se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$W_{\text{flecha,entrada}} = \Delta U = m(u_2 - u_1) = mc_{v,\text{prom}}(T_2 - T_1)$$

Como se señaló antes, los calores específicos de gas ideal para gases monoatómicos (el helio es uno de ellos) son constantes. El valor de c_v para el helio se determina de la tabla A-2E*a* como $c_v = 0.753$ Btu/lbm · °F. Al sustituir esto y otras cantidades conocidas en la ecuación anterior, se obtiene

$$25.45\ \text{Btu} = (1.5\ \text{lbm})(0.753\ \text{Btu/lbm} \cdot {}^\circ\text{F})(T_2 - 80\ {}^\circ\text{F})$$

$$T_2 = \mathbf{102.5\ {}^\circ F}$$

b) La presión final se determina de la relación de gas ideal

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

donde V_1 y V_2 son idénticos y se cancelan; entonces, la presión final se convierte en

$$\frac{50\ \text{psia}}{(80 + 460)\ \text{R}} = \frac{P_2}{(102.5 + 460)\text{R}}$$

$$P_2 = \mathbf{52.1\ psia}$$

Comentario Note que la presión en la relación de gas ideal es siempre la presión absoluta.

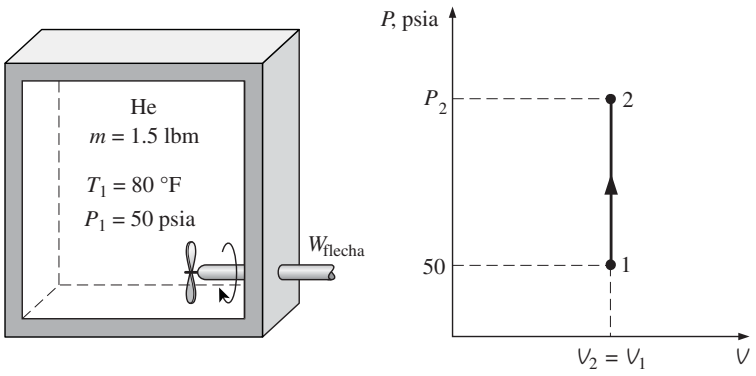


Figura 4-30
Esquema y diagrama *P*-*V* para el ejemplo 4-8.

EJEMPLO 4-9 Calentamiento de un gas mediante un calentador de resistencia

Un dispositivo que consta de cilindro-émbolo contiene inicialmente 0.5 m^3 de gas nitrógeno a 400 kPa y 27 °C. Dentro del dispositivo se enciende un calentador eléctrico con lo cual pasa una corriente de 2 A durante 5 minutos desde una fuente de 120 V. El nitrógeno se expande a presión constante y ocurre una pérdida de calor de 2800 J durante el proceso. Determine la temperatura final del nitrógeno.

Solución En un dispositivo de cilindro-émbolo se calienta gas nitrógeno mediante un calentador de resistencia eléctrica. La sustancia se expande a presión constante mientras se pierde algo de calor. Se determinará la temperatura final del nitrógeno.

Suposiciones **1** El nitrógeno es un gas ideal porque está a temperatura alta y presión baja en relación con sus valores de punto crítico de −147 °C y 3.39 MPa. **2** El sistema es estacionario y, por lo tanto, los cambios de energía potencial y cinética son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $\Delta E = \Delta U$. **3** La presión permanece constante durante el proceso, de modo que $P_2 = P_1$. **4** El nitrógeno tiene calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Análisis Se considera el contenido del cilindro como el *sistema* (Fig. 4-31), el cual es *cerrado* porque ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso. Se observa que comúnmente un dispositivo de cilindro-émbolo se relaciona con una frontera móvil y, por lo tanto, con trabajo de frontera, W_b. También, se pierde calor del sistema y se hace trabajo eléctrico W_e sobre el sistema.

Primero, se determina el trabajo eléctrico realizado sobre el nitrógeno:

$$W_e = \mathbf{V}I\,\Delta t = (120\text{ V})(2\text{ A})(5\ \times 60\text{ s})\left(\frac{1\text{ kJ/s}}{1\,000\text{ VA}}\right) = 72\text{ kJ}$$

La masa del nitrógeno se determina a partir de la relación de gas ideal:

$$m = \frac{P_1V_1}{RT_1} = \frac{(400\text{ kPa})\ (0.5\text{ m}^3)}{(0.297\text{ kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})\ (300\text{ K})} = 2.245\text{ kg}$$

Bajo las suposiciones y observaciones consideradas, el balance de energía sobre el sistema se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$W_{e,\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} - W_{b,\text{salida}} = \Delta U$$

$$W_{e,\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} = \Delta H = m(h_2 - h_1) = mc_p(T_2 - T_1)$$

dado que $\Delta U + W_b \equiv \Delta H$ para un sistema cerrado que experimenta una expansión o compresión en cuasiequilibrio a presión constante. De la tabla A-2*a*, $c_p = 1.039$ kJ/kg · K para el nitrógeno a temperatura ambiente. La única cantidad desconocida en la ecuación anterior es T_2, y se encuentra como

$$72\text{ kJ} - 2.8\text{ kJ} = (2.245\text{ kg})(1.039\text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(T_2 - 27\text{ °C})$$

$$T_2 = \mathbf{56.7\text{ °C}}$$

Comentario Observe que este problema se podría resolver también si se determina el trabajo de frontera y el cambio de energía interna en vez del cambio de entalpía.

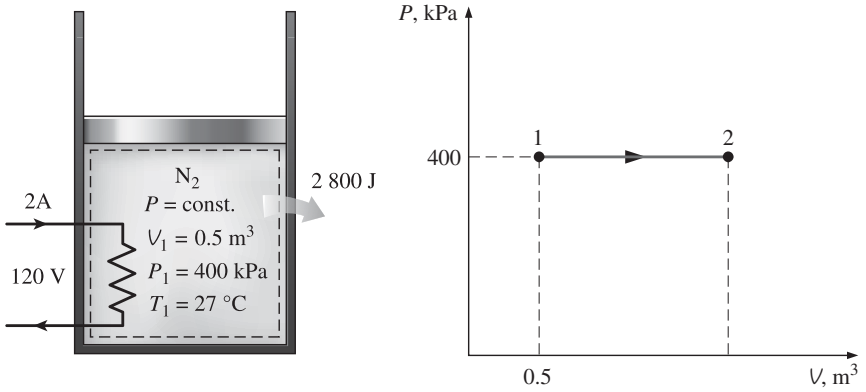


Figura 4-31
Esquema y diagrama *P*-*V* para el ejemplo 4-9.

EJEMPLO 4-10 Calentamiento de un gas a presión constante

Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene al inicio aire a 150 kPa y 27 °C. En este estado, el émbolo descansa sobre un par de topes, como se ilustra en la figura 4-32, y el volumen encerrado es de 400 L. La masa del émbolo es tal que se requiere una presión de 350 kPa para moverlo. Se calienta el aire hasta duplicar su volumen. Determine *a*) la temperatura final, *b*) el trabajo que realiza el aire y *c*) el calor total transferido al aire.

Solución En un dispositivo de cilindro-émbolo provisto de dos topes se calienta aire hasta duplicar su volumen. Se determinarán la temperatura final, el trabajo realizado y la transferencia de calor total.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal porque está a temperatura alta y baja presión en relación con sus valores de punto crítico. **2** El sistema es estacionario; por lo tanto, los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $\Delta E = \Delta U$. **3** El volumen permanece constante hasta que el émbolo comienza a moverse, después la presión permanece constante durante el proceso. **4** No hay trabajo de flecha, eléctrico o de otro tipo.

Análisis Se toma el contenido del cilindro como el *sistema* (Fig. 4-32), el cual es *cerrado* puesto que ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso. Se observa que comúnmente un dispositivo de cilindro-émbolo tiene relación con una frontera móvil y, por lo tanto, con trabajo de frontera, W_b. Asimismo, el sistema realiza trabajo de frontera y se transfiere calor al sistema.

a) La temperatura final se determina fácilmente por medio de la relación del gas ideal entre los estados 1 y 3 en la siguiente forma:

$$\frac{P_1V_1}{T_1} = \frac{P_3V_3}{T_3} \longrightarrow \frac{(150\ \text{kPa})(V_1)}{300\ \text{K}} = \frac{(350\ \text{kPa})(2V_1)}{T_3}$$

$$\mathbf{T_3 = 1400\ K}$$

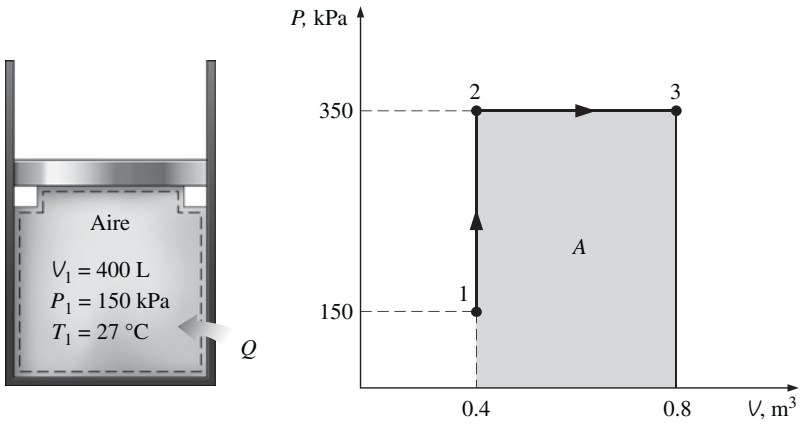


Figura 4-32
Esquema y diagrama *P-V* para el ejemplo 4-10.

b) El trabajo realizado se podría determinar por integración, pero en este caso es mucho más fácil hacerlo a partir del área bajo la curva del proceso, en un diagrama *P-V* el cual se muestra en la figura 4-32:

$$A = (V_2 - V_1)P_2 = (0.4\ \text{m}^3)(350\ \text{kPa}) = 140\ \text{m}^3 \cdot \text{kPa}$$

Por consiguiente,

$$W_{13} = \mathbf{140\ kJ}$$

El sistema realiza trabajo (para elevar el émbolo y expulsar el aire atmosférico de su camino), por lo tanto se trata de producción de trabajo.

c) Bajo las suposiciones y observaciones consideradas, el balance de energía en el sistema entre los estados inicial y final (proceso 1-3) se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$Q_{\text{entrada}} - W_{b,\text{salida}} = \Delta U = m(u_3 - u_1)$$

La masa del sistema se determina a partir de la relación de gas ideal:

$$m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(150\ \text{kPa})\ (0.4\ \text{m}^3)}{(0.287\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})\ (300\ \text{K})} = 0.697\ \text{kg}$$

Las energías internas se determinan de la tabla del aire (tabla A-17) como

$$u_1 = u_{\text{a 300 K}} = 214.07\ \text{kJ/kg}$$
$$u_3 = u_{\text{a 1 400 K}} = 1\ 113.52\ \text{kJ/kg}$$

Así,

$$Q_{\text{entrada}} - 140\ \text{kJ} = (0.697\ \text{kg})[(1\ 113.52 - 214.07)\ \text{kJ/kg}]$$
$$Q_{\text{entrada}} = \mathbf{767\ kJ}$$

Comentario El signo positivo asegura que se transfiere calor al sistema.

4-5 ▪ Energía interna, entalpía y calores específicos de sólidos y líquidos

Una sustancia cuyo volumen específico (o densidad) es constante se llama **sustancia incompresible**. Los volúmenes específicos de sólidos y líquidos en esencia permanecen constantes durante un proceso (Fig. 4-33); por lo tanto, líquidos y sólidos se pueden considerar como sustancias incompresibles sin sacrificar mucho en precisión. Se debe entender que la suposición de volumen constante implica que la energía relacionada con el cambio de volumen es insignificante en comparación con otras formas de energía. De lo contrario, esta suposición sería ridícula para estudiar el esfuerzo térmico en sólidos (causado por el cambio de volumen con la temperatura) o analizar termómetros de líquido contenido en vidrio.

Se puede mostrar matemáticamente que (véase el capítulo 12) los calores específicos a volumen y presión constantes son idénticos para sustancias incompresibles (Fig. 4-34). Entonces, para sólidos y líquidos, los subíndices en c_p y c_v se eliminan, y ambos calores específicos se pueden representar mediante un solo símbolo c. Es decir,

$$c_p = c_v = c \tag{4-32}$$

Esto se podría deducir también de las definiciones físicas de calores específicos a volumen y presión constantes. Los valores de calores específicos para diversos líquidos y sólidos comunes se ofrecen en la tabla A-3.

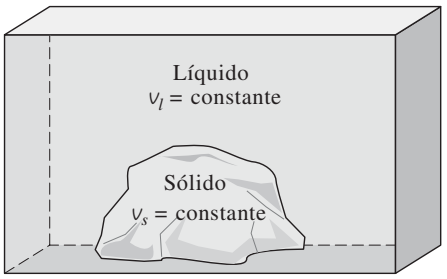


Figura 4-33
Los volúmenes específicos de sustancias incompresibles permanecen constantes durante un proceso.

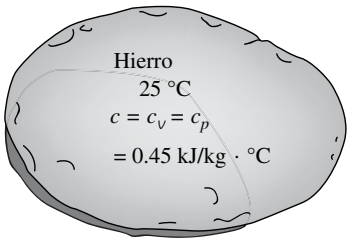


Figura 4-34
Los valores c_v y c_p de sustancias incompresibles son idénticos y se denotan mediante c.

Cambios de energía interna

Al igual que los de gases ideales, los calores específicos de sustancias incompresibles dependen sólo de la temperatura. Así, las diferenciales parciales en la ecuación de definición de c_v se pueden reemplazar por diferenciales ordinarias, que producen

$$du = c_v\, dT = c(T)dT \tag{4-33}$$

El cambio de energía interna entre los estados 1 y 2 se obtiene por integración:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c(T)\, dT \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{4-34}$$

La variación del calor específico c con la temperatura se debe conocer antes de llevar a cabo esta integración. Para pequeños intervalos de temperatura, un valor de c a la temperatura promedio se puede usar y tratar como una constante, de lo que se obtiene

$$\Delta u \cong c_{\text{prom}}(T_2 - T_1) \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{4-35}$$

Cambios de entalpía

Si se emplea la definición de entalpía $h = u + Pv$ y observando que $v =$ constante, la forma diferencial del cambio de entalpía de sustancias incompresibles se determina mediante derivación, como

$$dh = du + v\, dP + P\, \overbrace{dv}^{0} = du + v\, dP \tag{4-36}$$

Al integrar,

$$\Delta h = \Delta u + v\, \Delta P \cong c_{\text{prom}}\, \Delta T + v\, \Delta P \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{4-37}$$

Para *sólidos*, el término $v\,\Delta P$ es insignificante, por lo tanto $\Delta h = \Delta u \cong c_{\text{prom}}\Delta T$. Para *líquidos*, comúnmente se encuentran dos casos especiales:

1. *Procesos a presión constante*, como en los calentadores ($\Delta P = 0$): $\Delta h = \Delta u \cong c_{\text{prom}}\Delta T$
2. *Procesos a temperatura constante*, como en las bombas ($\Delta T = 0$): $\Delta h = v\,\Delta P$

Para un proceso que ocurre entre los estados 1 y 2, la última relación se puede expresar como $h_2 - h_1 = v(P_2 - P_1)$. Si se toma el estado 2 como el estado de líquido comprimido a T y P dadas, así como el estado 1 de líquido saturado a la misma temperatura, es posible expresar la entalpía del líquido comprimido como

$$h_{a\,P,T} \cong h_{f\,a\,T} + v_{f\,a\,T}(P - P_{\text{sat}\,a\,T}) \qquad \textbf{(4-38)}$$

como se analizó en el capítulo 3. Ésta es una mejora sobre la suposición de que la entalpía del líquido comprimido se podría tomar como h_f a la temperatura dada (es decir, $h_{a\,P,T} \cong h_{f\,a\,T}$); sin embargo, la contribución del último término suele ser muy pequeña y se ignora. (Observe que a presiones y temperaturas altas, la ecuación 4-38 podría sobrecorregir la entalpía y dar como resultado un error más grande que la aproximación $h \cong h_{f\,a\,T}$.)

EJEMPLO 4-11 Entalpía de un líquido comprimido

Determine la entalpía del agua líquida a 100 °C y 15 MPa *a*) usando tablas de líquido comprimido, *b*) aproximándola como un líquido saturado y *c*) usando la corrección dada por la ecuación 4-38.

Solución Se determinará la entalpía del agua líquida de manera exacta y aproximada.

Análisis A 100 °C, la presión de saturación del agua es de 101.42 kPa, y como $P > P_{\text{sat}}$, el agua existe como un líquido comprimido en el estado especificado.

a) De las tablas de líquido comprimido, se lee

$$\left.\begin{array}{l} P = 15\ \text{MPa} \\ T = 100\ ^\circ\text{C} \end{array}\right\} \quad h = \mathbf{430.39\ kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-7)}$$

Éste es el valor exacto.

b) Considerando el líquido comprimido como uno saturado a 100 °C, como suele hacerse, se obtiene

$$h \cong h_{f\,a\,100\,^\circ\text{C}} = \mathbf{419.17\ kJ/\,kg}$$

Este valor tiene un error de alrededor de 2.6 por ciento.

c) De la ecuación 4-38,

$$\begin{aligned} h_{a\,P,T} &\cong h_{f\,a\,T} + v_{f\,a\,T}(P - P_{\text{sat}\,a\,T}) \\ &= (419.17\ \text{kJ/kg}) + (0.001\ \text{m}^3\text{/kg})[(15\,000 - 101.42)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) \\ &= \mathbf{434.07\ kJ\ \ kg} \end{aligned}$$

Comentario Note que el término de corrección redujo el error de 2.6 a casi 1 por ciento en este caso. Sin embargo, esta mejora en precisión con frecuencia no vale la pena.

EJEMPLO 4-12 Enfriamiento con agua de un bloque de hierro

Un bloque de hierro de 50 kg a 80 °C se sumerge en un recipiente aislado que contiene 0.5 m^3 de agua líquida a 25 °C. Determine la temperatura cuando se alcanza el equilibrio térmico.

Solución En un recipiente aislado con agua se sumerge un bloque de hierro. Se determinará la temperatura final cuando se alcanza el equilibrio térmico.

Suposiciones **1** Tanto el agua como el bloque de hierro son sustancias incompresibles. **2** Para el agua y el hierro se pueden usar calores específicos constantes a temperatura ambiente. **3** El sistema es estacionario, por lo tanto los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $\Delta E = \Delta U$. **4** No hay trabajo eléctrico, de flecha o de otro tipo. **5** El sistema está bien aislado; por consiguiente, no hay transferencia de calor.

Análisis Se toma todo el contenido del recipiente como el *sistema* (Fig. 4-35), el cual es *cerrado* puesto que ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso. Se observa que el volumen de un recipiente rígido es constante, de modo que no hay trabajo de frontera. El balance de energía se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$0 = \Delta U$$

La energía interna total U es una propiedad extensiva, por lo tanto se puede expresar como la suma de las energías internas de las partes del sistema. Entonces, el cambio de energía interna total del sistema es

$$\Delta U_{\text{sistema}} = \Delta U_{\text{hierro}} + \Delta U_{\text{agua}} = 0$$

$$[mc(T_2 - T_1)]_{\text{hierro}} + [mc(T_2 - T_1)]_{\text{agua}} = 0$$

El volumen específico del agua líquida en o cerca de la temperatura ambiente se toma como 0.001 m^3/kg; entonces la masa del agua es

$$m_{\text{agua}} = \frac{V}{v} = \frac{0.5\ \text{m}^3}{0.001\ \text{m}^3/\text{kg}} = 500\ \text{kg}$$

Los calores específicos del hierro y el agua se determinan de la tabla A-3 como $c_{\text{hierro}} = 0.45$ kJ/kg · °C y $c_{\text{agua}} = 4.18$ kJ/kg · °C. Al sustituir estos valores en la ecuación de energía se obtiene

$$(50\ \text{kg})(0.45\ \text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(T_2 - 80\ ^\circ\text{C}) + (500\ \text{kg})(4.18\ \text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(T_2 - 25\ ^\circ\text{C}) = 0$$

$$T_2 = \mathbf{25.6\ ^\circ C}$$

De esta manera, cuando se establece el equilibrio térmico, tanto el agua como el hierro estarán a 25.6 °C.

Comentario El pequeño aumento en la temperatura del agua se debe a su gran masa y a su calor específico grande.

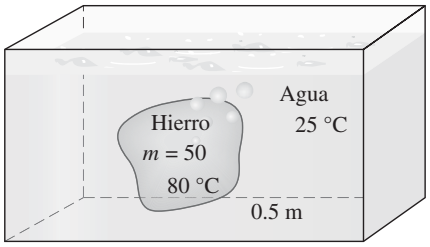


Figura 4-35
Esquema para el ejemplo 4-12.

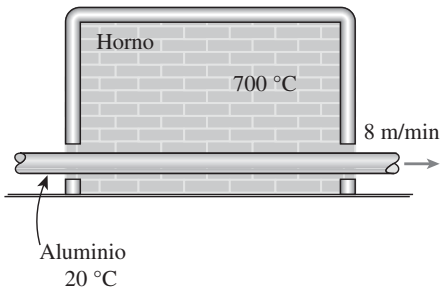


Figura 4-36
Esquema para el ejemplo 4-13

EJEMPLO 4-13 Calentamiento de varillas de aluminio en un horno

Se van a calentar largas varillas cilíndricas de aluminio (ρ = 2 700 kg/m^3 y c_p = 0.973 kJ/kg · K) de 5 cm de diámetro, desde 20 °C hasta una temperatura promedio de 400 °C, esto se realiza conduciéndolas a través del horno a una velocidad de 8 m/min. Determine la tasa de transferencia de calor hacia las varillas en el horno.

Solución Se van a calentar varillas de aluminio en un horno a una temperatura promedio especificada. Se va a determinar la tasa de transferencia de calor.

Suposiciones **1** Las propiedades térmicas de las varillas son constantes. **2** No hay cambios en las energías cinética y potencial. **3** Las varillas tienen una temperatura uniforme cuando salen del horno.

Análisis Las varillas de aluminio pasaron por el horno a una velocidad constante de 8 m/min. Es decir, un observador externo verá que entra una sección de 8 m de longitud de varillas frías y que del horno salen varillas de 8 m de longitud cada minuto. Consideramos una sección de 8 m de longitud de la varilla como el sistema. El balance de energía para este sistema cerrado se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$Q_{\text{entrada}} = \Delta U_{\text{varilla}} = m(u_2 - u_1)$$
$$Q_{\text{entrada}} = mc(T_2 - T_1)$$

La densidad y el calor específico de las varillas son ρ = 2 700 kg/m^3 y c = 0.973 kJ/kg · K = 0.973 kJ/kg · °C. La cantidad de transferencia térmica a una sección de 8 m de longitud de la varilla al calentarse a la temperatura especificada está determinada por

$$m = \rho V = \rho \frac{\pi D^2}{4} L = (2\ 700\ \text{kg/m}^3)\ \frac{\pi (0.05\ \text{m})^2}{4}(8\ \text{m}) = 42.41\ \text{kg}$$

$$Q_{\text{entrada}} = mc\,(T_2 - T_1) = (42.41\ \text{kg})\ (0.973\ \text{kJ/kg} \cdot °\text{C})\ (400 - 20)°\text{C}$$
$$= 15\ 680\ \text{kJ (por sección de 8 m)}$$

Considerando que se calienta una sección de 8 m de longitud de las varillas cada minuto, la tasa de transferencia de calor a los rodillos en el horno se convierte en

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = Q_{\text{entrada}}/\Delta t = 15\ 680\ \text{kJ/min} = \mathbf{261\ kJ/s}$$

Comentario Este problema también se puede resolver trabajando con las ecuaciones en forma de ecuaciones de *relación de cambio*, como

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \rho \frac{\pi D^2}{4} L/\Delta t = \rho \frac{\pi D^2}{4} V = (2\ 700\ \text{kg/m}^3)\ \frac{\pi (0.05\ \text{m})^{\ 2}}{4}(8\ \text{m/min})$$
$$= 42.41\ \text{kg/min}$$

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \dot{m}c(T_2 - T_1) = (42.41\ \text{kg/min})\ (0.973\ \text{kJ/kg} \cdot °\text{C})\ (400 - 20)°\text{C}$$
$$= 15\ 680\ \text{kJ/min}$$

que es idéntico al resultado obtenido antes.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Aspectos termodinámicos de los sistemas biológicos

Una excitante e importante área de aplicación de la termodinámica es en los sistemas biológicos, los cuales son sitios de transferencia de energía y de procesos de transformación bastante complejos e intrigantes. Los sistemas biológicos no se encuentran en equilibrio termodinámico, por lo tanto se dificulta su análisis. A pesar de su complejidad, los sistemas biológicos están formados principalmente por cuatro elementos sencillos: hidrógeno, oxígeno, carbono y nitrógeno. De todos los átomos del cuerpo humano, el hidrógeno representa 63 por ciento, el oxígeno 25.5, el carbono 9.5 y el nitrógeno 1.4 por ciento. El resto, 0.6 por ciento, corresponde a otros 20 elementos esenciales para la vida. En masa, alrededor de 72 por ciento del cuerpo humano es agua.

Los bloques básicos de los organismos vivos son las *células*, que son semejantes a fábricas diminutas en las que se llevan a cabo funciones vitales para la supervivencia de los organismos. Un sistema biológico puede ser tan sencillo como una sola célula. El cuerpo humano contiene alrededor de 100 billones de células con un diámetro promedio de 0.01 mm. La membrana de la célula es una pared semipermeable que permite el paso de algunas sustancias mientras que excluye a otras.

En una célula representativa ocurren miles de reacciones químicas cada segundo, tiempo durante el cual se descomponen algunas moléculas, se libera energía y se forman algunas nuevas moléculas. Este alto nivel de actividad química dentro de las células, que mantiene al cuerpo humano a una temperatura de 37 °C mientras lleva a cabo las tareas corporales necesarias, se llama **metabolismo**, concepto que en términos sencillos se refiere a la combustión de alimentos como carbohidratos, grasas y proteínas. La tasa del metabolismo en el estado de descanso se conoce como *tasa metabólica basal*, que es la tasa de metabolismo requerida para que un cuerpo se mantenga desarrollando las funciones necesarias (como respiración y circulación sanguínea) a nivel cero de actividad externa. La tasa metabólica se puede interpretar también como la tasa de consumo de energía para un cuerpo. Para un hombre promedio (30 años de edad, 70 kg, 1.8 m^2 de área superficial corporal), la tasa metabólica basal es de 84 W; es decir, el cuerpo disipa energía al ambiente a una tasa de 84 W, lo cual significa que el cuerpo convierte energía química a partir del alimento (o de la grasa corporal si la persona no ha comido) en energía térmica, a una tasa de 84 W (Fig. 4-37). La tasa metabólica aumenta con el nivel de actividad y puede exceder 10 veces la basal cuando el cuerpo realiza ejercicio extenuante. Es decir, dos personas que realizan ejercicio intenso en una habitación pueden estar suministrando más energía a la habitación que un calentador de resistencia eléctrica de 1 kW (Fig. 4-38). La fracción de calor sensible varía de aproximadamente 40 por ciento en el caso de trabajo pesado hasta casi 70 por ciento para trabajo ligero. El resto de la energía se elimina del cuerpo por transpiración en forma de calor latente.

La tasa metabólica basal varía con el sexo, el tamaño del cuerpo, las condiciones generales de salud, etc., y decrece de modo considerable con la edad. A esto se debe que las personas tiendan a engordar entre finales de los 20 y los 30 años, aunque no incrementen su ingesta de alimentos. El cerebro y el hígado son los principales sitios de actividad metabólica. Estos dos órganos explican casi 50 por ciento de la tasa metabólica basal de un cuerpo humano adulto aunque sólo constituyen alrededor de 4 por ciento de la masa corporal. En los niños pequeños, es notable que casi la mitad de la actividad metabólica basal ocurra sólo en el cerebro.

* Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.

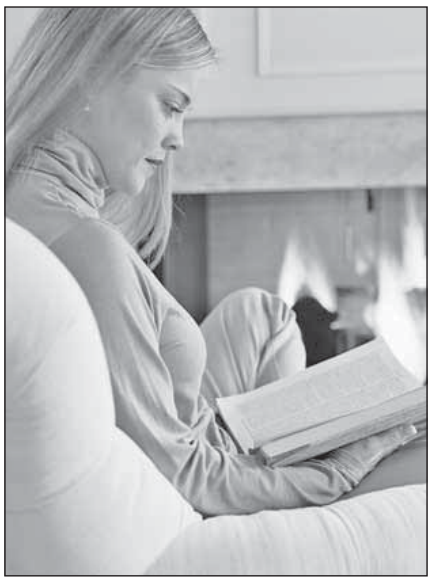


Figura 4-37

Cuando está en reposo, en promedio una persona disipa energía hacia los alrededores a una tasa de 84 W.

© *Janis Christie/Getty Images RF*

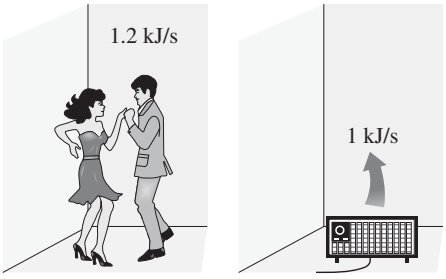


Figura 4-38

Dos personas bailando rápido proveen más energía a una habitación que un calentador de resistencia eléctrica de 1 kW.

Figura 4-39

Dispositivos que suministran a una habitación la misma cantidad de energía que un calentador de resistencia eléctrica de 300 W.

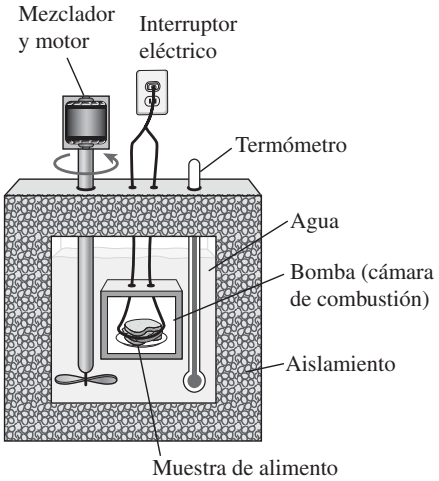


Figura 4-40

Esquema de un calorímetro de bomba utilizado para determinar el contenido de energía de muestras de alimentos.

Las reacciones biológicas en las células ocurren en esencia a temperatura, presión y volumen constantes. La temperatura de la célula tiende a subir cuando alguna energía química es convertida en calor, pero esta energía se transfiere con rapidez al sistema circulatorio, el cual la transporta a las partes exteriores del cuerpo y, con el tiempo, al ambiente por medio de la piel.

Las células musculares funcionan de una manera muy parecida a un motor, ya que convierten la energía química en mecánica (trabajo) con una eficiencia de conversión cercana a 20 por ciento. Cuando el cuerpo no hace trabajo neto sobre el ambiente (como subir muebles a un piso superior), el trabajo completo también se convierte en calor. En ese caso, toda la energía química del alimento liberada en el cuerpo durante el metabolismo es transferida finalmente al ambiente. Una televisión en operación permanente que consume electricidad a una tasa de 300 W debe eliminar calor hacia su ambiente a una tasa de 300 W sin importar qué suceda dentro del aparato. Es decir, encender una televisión de 300 W o tres bombillas de 100 W produce el mismo efecto de calentamiento en una habitación que un calentador de resistencia de 300 W (Fig. 4-39). Esto es una consecuencia del principio de conservación de la energía, el cual requiere que el aporte de energía a un sistema sea igual a la salida de energía cuando el contenido total de ésta en el sistema permanece constante durante el proceso.

Alimento y ejercicio

Los requerimientos de energía de un cuerpo se satisfacen con la ingesta de alimentos. Los nutrimentos alimenticios son considerados en tres grupos principales: carbohidratos, proteínas y grasas. Los *carbohidratos* se caracterizan por tener en sus moléculas átomos de hidrógeno y oxígeno en una relación de 2 a 1. Las moléculas de los carbohidratos van desde las muy sencillas (como el azúcar común) a las muy complejas o grandes (como el almidón). El pan y el azúcar son las principales fuentes de carbohidratos. Las *proteínas* son moléculas muy grandes que contienen carbono, hidrógeno, oxígeno y nitrógeno, además de ser esenciales para la construcción y la reparación de los tejidos corporales. Están formadas por moléculas más pequeñas llamadas *aminoácidos*. Las proteínas completas como las que proporcionan la carne, la leche y el huevo tienen todos los aminoácidos requeridos para construir los tejidos corporales. Las provenientes de las plantas, como las que se encuentran en frutas, vegetales y granos, carecen de uno o más aminoácidos y se llaman proteínas incompletas. Las *grasas* son moléculas relativamente pequeñas conformadas por carbono, hidrógeno y oxígeno, y sus principales fuentes son los aceites vegetales y las grasas animales. La mayor parte de los alimentos contienen todos los grupos nutritivos en proporciones variables. La dieta estadounidense promedio consiste en 45 por ciento de carbohidratos, 40 por ciento de grasas y 15 por ciento de proteínas, aunque se recomienda que en una dieta saludable menos de 30 por ciento de las calorías vengan de la grasa.

El contenido energético de un alimento se determina quemando una pequeña muestra de éste en un dispositivo llamado *calorímetro de bomba*, que en esencia es un recipiente rígido bien aislado (Fig. 4-40). El recipiente contiene una pequeña cámara de combustión rodeada de agua. El alimento se quema en la cámara de combustión en presencia de oxígeno en exceso y la energía liberada se transfiere al agua circundante, de manera que el contenido de energía del alimento se calcula con base en el principio de conservación de la energía midiendo la elevación de temperatura del agua. Al quemarse el alimento, el carbono de éste se convierte en CO_2 y el hidrógeno en H_2O. Las mismas reacciones químicas ocurren en el cuerpo, por lo tanto se libera la misma cantidad de energía.

Utilizando muestras secas (libres de agua), el contenido promedio de energía de los tres grupos alimenticios básicos se determina a través de mediciones hechas con el calorímetro de bomba, lo cual da 18.0 MJ/kg para los carbohidratos, 22.2 MJ/kg para las proteínas y 39.8 MJ/kg para las grasas. Sin embargo, estos grupos alimenticios no se metabolizan por completo en el cuerpo humano: la fracción del contenido metabolizable de energía es de 95.5 por ciento para los carbohidratos, 75.5 para las proteínas y 97.7 para las grasas. Es decir, el cuerpo metaboliza casi por completo las grasas ingeridas, pero desecha sin quemar alrededor de una cuarta parte de la proteína ingerida. Esto corresponde a 4.1 calorías/gramo para proteínas y carbohidratos y 9.3 calorías/gramo para grasas (Fig. 4-41), lo cual se lee comúnmente en los libros de nutrición y en las etiquetas de los alimentos. El contenido de energía de los alimentos ingeridos normalmente es mucho menor que los valores anteriores debido a su gran contenido de agua (el agua añade volumen a los alimentos pero no puede ser metabolizada ni quemada, por lo tanto no tiene valor energético). Por ejemplo, la mayoría de los vegetales, frutas y carnes son agua. El contenido promedio de energía metabolizable de los tres grupos alimenticios básicos es de 4.2 MJ/kg para los carbohidratos, 8.4 MJ/kg para las proteínas y 33.1 MJ/kg para las grasas. Observe que 1 kg de grasa natural contiene casi 8 veces la energía metabolizable de 1 kg de carbohidratos naturales. Por lo tanto, una persona que llena su estómago con comida grasosa está consumiendo mucha más energía que una persona que lo llena con carbohidratos como el pan o el arroz.

Generalmente los expertos en nutrición expresan el contenido de energía metabolizable de los alimentos en términos de *Calorías*, con mayúscula. Una Caloría equivale a una *kilocaloría* (1 000 calorías), lo cual es equivalente a 4.1868 kJ. Es decir,

$$1\ \text{Cal (Caloría)} = 1\,000\ \text{calorías} = 1\ \text{kcal (kilocaloría)} = 4.1868\ \text{kJ}$$

Esta notación para las calorías suele causar confusión ya que no siempre se sigue en tablas o artículos sobre nutrición. Cuando el tema es comida o salud, una caloría significa kilocaloría, esté o no escrita con mayúscula.

Las **necesidades calóricas diarias** de la gente varían en forma considerable con la edad, el género, el estado de salud, el nivel de actividad, el peso corporal y la composición del cuerpo, así como otros factores. Una persona pequeña requiere menos calorías que otra más grande del mismo sexo y edad. Un hombre promedio requiere entre 2 400 y 2 700 Calorías por día; mientras que la de una mujer promedio va de 1 800 a 2 200 Calorías. Las necesidades diarias están cerca de 1 600 para mujeres sedentarias y algunos adultos más viejos; 2 000 para los hombres sedentarios y la mayoría de los adultos viejos; 2 200 para la mayoría de los niños, chicas adolescentes y mujeres activas; 2 800 para adolescentes, hombres activos y algunas mujeres muy activas, y más de 3 000 para hombres muy activos. El valor *promedio* de ingesta calórica se considera, en general, de 2 000 Calorías diarias. Las necesidades calóricas de una persona se determinan multiplicando el peso corporal en libras (que es 2.205 veces el peso corporal en kg) por 11 para una persona sedentaria, por 13 para una persona moderadamente activa, por 15 para una persona que se ejercita o que hace trabajo físico moderado y por 18 para quien se ejercita activamente o hace trabajo físico intenso. Las calorías extras consumidas por un cuerpo se almacenan como grasa, la cual sirve como energía de reserva y se utiliza cuando la ingesta calórica del cuerpo es menor a la necesaria.

Al igual que otras grasas naturales, 1 kg de grasa del cuerpo humano contiene alrededor de 33.1 MJ de energía metabolizable. Por lo tanto, una persona hambrienta (ingesta cero de energía) que utilice 2 200 Calorías (9 211 kJ)

3 galletas (32 g)

Grasa: (8 g)(9.3 Cal/g) = 74.4 Cal
Proteínas: (2 g)(4.1 Cal/g) = 8.2 Cal
Carbohidratos: (21 g)(4.1 Cal/g) = 86.1 Cal
Otros: (1 g)(0 Cal/g) = 0

Total (para 32 g): 169 Cal

Figura 4-41

Evaluación del contenido calórico de una porción de galletas con trozos de chocolate (los valores son para las galletas Chips Ahoy de Nabisco).

©*Comstock/Punchstock RF*

al día puede satisfacer sus requerimientos energéticos diarios por ingesta quemando solamente 9 211/33 100 = 0.28 kg de grasa corporal. Así, no sorprende que una persona sobreviva más de 100 días sin comer. (Sin embargo, se requiere tomar agua para recuperar la que se pierde a través de los pulmones y la piel para evitar la deshidratación, que puede ocurrir en sólo unos pocos días.) Aunque el deseo de deshacerse del exceso de grasa en este mundo esbelto pueda ser en ocasiones avasallador, las dietas de hambre no son recomendables debido a que el cuerpo pronto empieza a consumir su propio tejido muscular además de la grasa. Una dieta saludable deberá incluir ejercicio regular y considerar una cantidad razonable de ingesta calórica.

Los contenidos promedio de energía metabolizable de varios alimentos y el consumo de energía para varias actividades se ofrecen en las tablas 4-1 y 4-2. Como podría esperarse, hay algo de incertidumbre en estos valores si se toma en cuenta que no existen dos hamburguesas iguales y que no hay dos personas que caminen exactamente de la misma manera. Por lo tanto, es posible que para las mismas cuestiones se hallen valores un poco distintos en otros libros o revistas.

Las tasas de consumo de energía incluidas en la tabla 4-2 durante algunas actividades son para un adulto de 68 kg. La energía que consumen adultos más grandes o pequeños se determina mediante la proporcionalidad de la tasa metabólica y el tamaño corporal, por ejemplo, la tasa de consumo de energía por un ciclista de 68 kg se lista en la tabla 4-2 como 639 Calorías/h; entonces la tasa de consumo de energía de un ciclista de 50 kg es

$$(50\ \text{kg})\frac{639\ \text{Cal/h}}{68\ \text{kg}} = 470\ \text{Cal/h}$$

Para una persona de 100 kg, serían 940 Cal/h.

El análisis termodinámico del cuerpo humano es bastante complicado ya que tiene que ver con transferencia de masa (durante la respiración, transpiración, etc.), así como con transferencia de energía; por lo tanto se debe considerar como un sistema abierto. Sin embargo, la transferencia de energía con la masa es difícil de cuantificar, entonces el cuerpo humano se modela de manera simple como un sistema cerrado considerando la energía transportada con la masa únicamente como transferencia de energía. Por ejemplo, la alimentación se modela como la transferencia de energía hacia el cuerpo humano en la cantidad del contenido de energía metabolizable del alimento.

Tabla 4-1

Contenido de energía metabolizable aproximado de algunos alimentos comunes
(1 Caloría = 4.1868 kJ = 3.968 Btu)

Alimento	Calorías	Alimento	Calorías	Alimento	Calorías
Manzana (una, mediana)	70	Emparedado de pescado	450	Leche (entera, 200 mL)	136
Papa horneada (sola)	250	Papas fritas (normales)	250	Durazno (uno, mediano)	65
Papa horneada con queso	550	Hamburguesa	275	Pay (una rebanada de $\frac{1}{8}$, 23 cm de diámetro)	300
Pan (blanco, una rebanada)	70	Hot dog	300	Pizza (grande, con queso, una rebanada de $\frac{1}{8}$)	350
Mantequilla (una cucharadita)	35	Helado (100 mL, 10 por ciento de grasa)	110		
Hamburguesa con queso	325	Ensalada de lechuga con aderezo francés	150		
Barra de chocolate (20 g)	105	Leche (descremada, 200 mL)	76		
Refresco de cola (200 mL)	87				
Huevo (uno)	80				

Dietas

La mayor parte de las dietas se basan en el *conteo de calorías*; es decir, bajo el principio de conservación de la energía: una persona gana peso si el consumo de calorías es mayor al requerido y pierde peso si consume menos calorías de las que necesita su cuerpo. Sin embargo, las personas que comen lo que quieren cuando quieren sin ganar peso son prueba viviente de que por sí sola la técnica de conteo de calorías no funciona en la dieta. Es obvio que las dietas implican más que llevar la cuenta de las calorías. También es necesario tener en cuenta que las frases *ganancia de peso* y *pérdida de peso* son nombres poco apropiados; las frases correctas deben ser *ganancia de masa* y *pérdida de masa*. Un hombre que va al espacio pierde prácticamente todo su peso pero nada de su masa. Cuando el tema es la alimentación y la salud, se entiende que *peso* significa *masa*, y el peso se expresa en unidades de masa.

Los investigadores en nutrición han propuesto varias teorías sobre las dietas, y una de éstas indica que ciertas personas tienen cuerpos muy "eficientes en relación con el alimento". Tales personas requieren menos calorías que otras para hacer la misma actividad, así como cierto automóvil requiere menos combustible para recorrer una determinada distancia. Es interesante reflexionar que siempre se desea un automóvil con alto rendimiento de combustible, aunque no se piensa lo mismo para nuestros cuerpos. Una cosa que frustra a quienes hacen dieta es que el cuerpo la interpreta como *inanición* y comienza a usar las reservas del cuerpo de modo más riguroso. Se ha observado que cambiar de una dieta diaria normal de 2 000 Calorías a otra de 800 Calorías, sin involucrar ejercicio, baja la tasa metabólica basal de 10 a 20 por ciento. Aunque la tasa metabólica se restablece al terminar la dieta, los largos periodos de dieta baja en calorías sin ejercicio adecuado producen, además de pérdida de grasa, otra muy considerable de tejido muscular. Con menos de este tejido para quemar calorías, la tasa metabólica del cuerpo decrece y se queda por debajo de lo normal aun después de que la persona empieza a comer normalmente. Como resultado, la persona recupera el peso que ha perdido en forma de grasa y más. La tasa metabólica basal permanece casi igual en la gente que se ejercita mientras hace dieta.

El ejercicio regular moderado es parte de cualquier programa saludable de dieta por una buena razón: construye o conserva el tejido muscular, el cual quema calorías mucho más rápido que el tejido graso. Es interesante saber que después del ejercicio aeróbico continúa la quema de calorías durante varias horas, de modo que se eleva de forma considerable la tasa metabólica general.

Otra teoría indica que las personas con *demasiadas células grasas* desarrolladas durante la niñez o adolescencia son mucho más propensas a ganar peso. Algunas personas creen que el contenido graso de sus cuerpos se controla mediante el ajuste de un mecanismo de "control de grasa", de manera semejante a como se controla con un termostato la temperatura de una casa.

Otras personas atribuyen sus problemas de peso a sus *genes*. Si se considera que 80 por ciento de los hijos de padres con sobrepeso también lo sufren, es posible que la herencia sí tenga un papel importante en la manera en que un cuerpo almacena grasa. Los investigadores de la Universidad de Washington y de la Universidad Rockefeller han identificado un gen, llamado el RIIbeta, que al parecer controla la tasa del metabolismo. El cuerpo trata de mantener la grasa corporal en un nivel particular, llamado **punto fijo**, el cual difiere de una persona a otra (Fig. 4-42). Esto ocurre *acelerando* el metabolismo y por lo tanto quemando calorías extra mucho más rápido cuando una persona tiende a ganar peso, así como *reduciendo* el metabolismo y quemando calorías a una tasa menor cuando una persona tiende a perder peso. Por lo tanto, una persona

Tabla 4-2

Consumo de energía aproximado de un adulto de 68 kg durante algunas actividades (1 Caloría = 4.1868 kJ = 3.968 Btu)

Actividad	Calorías/h
Metabolismo basal	72
Baloncesto	550
Ciclismo (21 km/h)	639
Esquí a campo traviesa (13 km/h)	936
Conducir un automóvil	180
Comer	99
Baile rápido	600
Carrera rápida (13 km/h)	936
Trote (8 km/h)	540
Nado (rápido)	860
Nado (lento)	288
Tenis (avanzado)	480
Tenis (principiante)	288
Caminata (7.2 km/h)	432
Ver TV	72

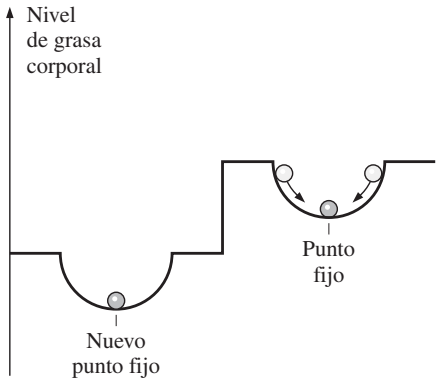


Figura 4-42

El cuerpo tiende a mantener el nivel de grasa corporal en un *punto fijo* acelerando el metabolismo cuando una persona come de más y disminuyéndolo cuando la persona está en ayuno.

que acaba de adelgazar quema menos calorías que otra con el mismo tamaño quien siempre ha sido esbelta. Ni siquiera el ejercicio parece cambiar eso. Entonces, para no ganar peso, quien acaba de adelgazar no debería consumir más calorías de las que puede quemar. Observe que en las personas con altas tasas metabólicas, el cuerpo disipa las calorías extras como calor corporal en lugar de almacenarlas como grasa y, por lo tanto, no hay violación del principio de conservación de energía.

Se considera que algunas personas tienen una *falla genética* a la que se puede atribuir las tasas tan bajas de metabolismo. Varios estudios han llevado a la conclusión de que para dichas personas es casi imposible perder peso, es decir, la obesidad es un problema biológico. Sin embargo, aun ellos no ganarán peso a menos que coman más de lo que su cuerpo pueda quemar. Deben aprender a satisfacerse con poca comida para permanecer delgados y olvidarse alguna vez de llevar una vida con "alimentación" normal. Para la mayoría de la gente, la genética determina la escala de pesos normales. Una persona puede estar en el extremo alto o bajo de dicha escala, según sus hábitos alimenticios y de ejercicio. Esto también explica por qué algunos gemelos genéticamente idénticos no lo son tanto cuando se trata del peso corporal. También se cree que un *desequilibrio hormonal* puede causar ganancia o pérdida excesiva de peso.

Con base en su experiencia, el primer autor de este libro desarrolló una dieta llamada "*dieta sensata*". Consiste en dos reglas sencillas: coma *lo que quiera en el momento que lo desee y en la cantidad que quiera* con las condiciones de que 1) esto sea cuando tiene hambre y 2) deje de comer antes de hartarse. En otras palabras, *escuche a su cuerpo y no se aproveche de él*. No espere ver esta dieta poco científica anunciada en alguna parte, pues no hay nada que vender ni dinero que ganar. Además, no es tan fácil como suena ya que la comida toma el sitio central de la mayoría de las actividades de ocio en la vida social, por lo que comer y beber se han vuelto sinónimos de diversión. Sin embargo, es reconfortante saber que el cuerpo humano puede perdonar imposiciones ocasionales.

El *sobrepeso* se relaciona con una larga lista de riesgos para la salud, desde presión arterial alta hasta algunas formas de cáncer, en particular para personas que tienen alguna condición médica relacionada con el peso, como la diabetes, hipertensión y enfermedades cardiacas. Por lo tanto, la gente suele preguntarse si su peso se encuentra en el nivel apropiado; bueno, la respuesta a esta pregunta no está labrada en piedra, pero si no ve los dedos de sus pies, o si puede pellizcar su "llantita" más de una pulgada, no necesita a un experto para saber que tiene sobrepeso. Por otra parte, algunas personas obsesionadas con su peso tratan de perderlo más aunque en realidad estén por debajo del correcto. Por lo tanto, es útil tener un criterio científico para determinar la aptitud física. El peso saludable para adultos se expresa por lo general en términos del **índice de masa corporal** (IMC), el cual se define en unidades SI como

$$\text{IMC} = \frac{W\,(\text{kg})}{H^2(\text{m}^2)} \quad \text{con} \quad \begin{array}{rl} \text{IMC} < 19 & \text{falta de peso} \\ 19 \le \text{IMC} \le 25 & \text{peso saludable} \\ \text{IMC} > 25 & \text{sobrepeso} \end{array} \qquad \textbf{(4-39)}$$

donde W es el peso (en realidad, la masa) de la persona en kg y H es su altura en metros. Por lo tanto, un IMC de 25 es el límite superior para un peso saludable y una persona con un IMC de 27 está 8 por ciento pasada de peso. Se puede demostrar que la fórmula anterior es equivalente, en medidas inglesas, a $\text{IMC} = 705\ W/H^2$, donde W está en libras y H en pulgadas. El nivel apropiado de peso para adultos de varias estaturas se da en la tabla 4-3 tanto en unidades SI como del sistema inglés.

Tabla 4-3

Intervalo de peso saludable para adultos de varias estaturas (fuente: National Institute of Health)

Unidades inglesas		*Unidades SI*	
Estatura, pulg	Peso saludable, lbm*	Estatura, m	Peso saludable, kg*
58	91-119	1.45	40-53
60	97-127	1.50	43-56
62	103-136	1.55	46-60
64	111-146	1.60	49-64
66	118-156	1.65	52-68
68	125-165	1.70	55-72
70	133-175	1.75	58-77
72	140-185	1.80	62-81
74	148-195	1.85	65-86
76	156-205	1.90	69-90

* Los límites superior e inferior del intervalo saludable corresponden a índices de masa corporal de 25 y 19, respectivamente.

EJEMPLO 4-14 Quema de las calorías del almuerzo

Un hombre de 90 kg comió en el almuerzo dos hamburguesas, una porción regular de papas fritas y 200 mL de bebida de cola (Fig. 4-43). Determine en cuánto tiempo quemará las calorías de este almuerzo *a*) viendo televisión y *b*) nadando con rapidez. ¿Cuáles serían las respuestas en el caso de un hombre de 45 kg?

Solución Un hombre ingirió su almuerzo en un restaurante de comida rápida. Se determinará el tiempo que tarda en quemar las calorías del almuerzo viendo la televisión y nadando rápido.

Suposiciones Los valores de las tablas 4-1 y 4-2 son aplicables para la comida y el ejercicio.

Análisis *a*) Se toma el cuerpo humano como el *sistema* y se le trata como un *sistema cerrado* cuyo contenido de energía permanece sin cambio durante el proceso. Entonces, el principio de conservación de energía requiere que la entrada de energía al cuerpo debe ser igual a la salida de energía. La entrada de energía neta en este caso es el contenido de energía metabolizable de la comida ingerida. A partir de la tabla 4-1 se determina como

$$\begin{aligned} E_{\text{entrada}} &= 2 \times E_{\text{hamburguesa}} + E_{\text{papas}} + E_{\text{cola}} \\ &= 2 \times 275 + 250 + 87 \\ &= 887 \text{ Cal} \end{aligned}$$

La tasa de salida de energía para un hombre de 68 kg que ve la televisión se presenta en la tabla 4-2 como 72 Calorías/h. Para un hombre de 90 kg ésta se convierte en

$$E_{\text{salida}} = (90 \text{ kg}) \frac{72 \text{ Cal/h}}{68 \text{ kg}} = 95.3 \text{ Cal/h}$$

Por lo tanto, tomará

$$\Delta t = \frac{887 \text{ Cal}}{95.3 \text{ Cal/h}} = \mathbf{9.3 \text{ h}}$$

quemar las calorías del almuerzo viendo televisión.

b) Se puede mostrar de una manera similar que sólo toma **47 min** quemar las calorías del almuerzo si se nada rápido.

Comentario El hombre de 45 kg es la mitad de grande que el hombre de 90 kg. Por lo tanto, gastar la misma cantidad de energía requiere el doble de tiempo en cada caso: **18.6 h** viendo televisión y **94 min** nadando rápido.

Figura 4-43
Comida representativa analizada en el ejemplo 4-14.

©John A. Rizzo/Getty Images RF

EJEMPLO 4-15 Pérdida de peso con cambiar a papas sin grasa

La grasa artificial olestra pasa por el cuerpo sin ser digerida y, por lo tanto, añade cero calorías a la dieta. Aunque los alimentos cocinados con olestra saben bien, podrían causar dolor abdominal y se desconocen los efectos a largo plazo. Una porción de 1 onza (28.3 gramos) de papas fritas normales tiene 10 gramos de grasa y 150 Calorías, mientras que 1 onza de las denominadas papas sin grasa freídas en olestra tiene sólo 75 Calorías. Considere una persona que come 1 onza de papas fritas normales todos los días a la hora del almuerzo sin ganar o perder peso. Determine cuánto peso pierde esta persona en un año si cambia a las papas sin grasa (Fig. 4-44).

Figura 4-44
Esquema para el ejemplo 4-15.

Solución Una persona cambia de papas fritas normales a otras sin grasa. Se determinará el peso que pierde la persona en un año.

Suposiciones El ejercicio y otros hábitos alimenticios permanecen iguales.

Análisis La persona que cambia a papas sin grasa consume 75 Calorías menos al día. Entonces la reducción anual de calorías consumidas es

$$E_{\text{reducida}} = (75\ \text{Cal/día})(365\ \text{días/año}) = 27\,375\ \text{Cal/año}$$

El contenido de energía metabolizable de 1 kg de grasa corporal es de 33 100 kJ. Por lo tanto, si se supone que el déficit en la ingestión de calorías se compensa quemando grasa corporal, la persona que cambia a papas sin grasa perderá

$$m_{\text{grasa}} = \frac{E_{\text{reducida}}}{\text{Contenido de energía de la grasa}} = \frac{27\,375\ \text{Cal}}{33\,100\ \text{kJ/kg}}\left(\frac{4.1868\ \text{kJ}}{1\ \text{Cal}}\right) = \mathbf{3.46\ kg}$$

(cerca de 7.6 libras) de grasa corporal por año.

RESUMEN

El trabajo es la energía transferida cuando una fuerza actúa sobre un sistema a lo largo de una distancia. La forma más común de trabajo mecánico es el *trabajo de frontera*, que es el trabajo relacionado con la expansión y compresión de sustancias. En un diagrama *P-V*, el área bajo la curva del proceso representa el trabajo de frontera para un proceso de cuasiequilibrio. Varias formas de trabajo de frontera se expresan como:

1) General $W_b = \int_1^2 P\,dV$

2) Proceso isobárico

$W_b = (P_0V_2 - V_1)$ $\quad (P_1 = P_2 = P_0 = \text{constante})$

3) Proceso politrópico

$W_b = \dfrac{P_2V_2 - P_1V_1}{1 - n}$ $\quad (n \neq 1)$ $\quad (PV^n = \text{constante})$

4) Proceso isotérmico de un gas ideal

$$W_b = P_1V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = mRT_0 \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (PV = mRT_0 = \text{constante})$$

La primera ley de la termodinámica es en esencia una expresión del principio de conservación de la energía, llamado también balance de energía. Es posible expresar los balances de energía generales para *cualquier sistema* que experimenta *algún proceso* como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

También se puede expresar en *forma de tasa* como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía neta}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de las energías interna,}\\ \text{cinética y potencial, etcétera}}}$$

Si se toman como cantidades positivas la transferencia de calor *hacia* el sistema y el trabajo realizado *por* el sistema, el balance de energía para un sistema cerrado también se puede expresar como

$$Q - W = \Delta U + \Delta\text{EC} + \Delta\text{EP}$$

donde

$$W = W_{\text{otro}} + W_b$$
$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$
$$\Delta\text{EC} = \tfrac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2)$$
$$\Delta\text{EP} = mg(z_2 - z_1)$$

Para un *proceso a presión constante*, $W_b + \Delta U = \Delta H$. Así,

$$Q - W_{\text{otro}} = \Delta H + \Delta\text{EC} + \Delta\text{EP}$$

Observe que la relación anterior se limita a procesos a presión constante de sistemas cerrados y *no* es válida para procesos donde cambia la presión.

La cantidad de energía necesaria para elevar en un grado la temperatura de una masa unitaria de una sustancia se llama *calor específico a volumen constante* c_v para un proceso a volumen constante y *calor específico a presión constante* c_p para otro a presión constante. Se define como

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \quad \text{y} \quad c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p$$

Para gases ideales u, h, c_v y c_p son funciones sólo de la temperatura. El Δu y Δh de gases ideales se expresa como

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c_v(T)\,dT \cong c_{v,\text{prom}}(T_2 - T_1)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 c_p(T)\,dT \cong c_{p,\text{prom}}(T_2 - T_1)$$

Para gases ideales, c_v y c_p se relacionan mediante

$$c_p = c_v + R$$

donde R es la constante del gas. La *relación de calores específicos* k se define como

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

Para *sustancias incompresibles* (líquidos y sólidos), ambos calores específicos, a presión y volumen constantes, son idénticos y se denotan mediante c:

$$c_p = c_v = c$$

Las expresiones para Δu y Δh de sustancias incompresibles son

$$\Delta u = \int_1^2 c(T)\,dT \cong c_{\text{prom}}(T_2 - T_1)$$

$$\Delta h = \Delta u + v\Delta P$$

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, versión SI, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993.

2. ASHRAE, *Handbook of Refrigeration*, versión SI, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1994.

PROBLEMAS*

Trabajo de frontera móvil

4-1C Un gas ideal se expande de un estado especificado hasta un volumen final fijo dos veces, primero a presión constante y después a temperatura constante. ¿Para cuál caso el trabajo efectuado es mayor?

4-2 Nitrógeno en un estado inicial de 300 K, 150 kPa y 0.2 m^3 se comprime lentamente en un proceso isotérmico hasta una presión final de 800 kPa. Determine el trabajo realizado durante este proceso.

4-3 El volumen de 1 kg de helio, en un dispositivo de cilindro-émbolo, es 5 m^3, en un principio. A continuación, el helio se comprime hasta 2 m^3, manteniendo constante su presión en 180 kPa. Determine las temperaturas inicial y final del helio, así como el trabajo requerido para comprimirlo, en kJ.

4-4E Calcule el trabajo total, en Btu, para el proceso 1-3 que se muestra en la figura P4-4E.

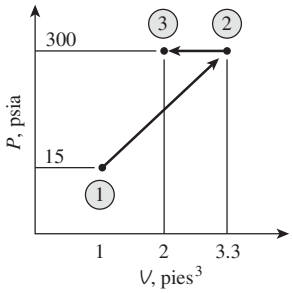


Figura P4-4E

4-5 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene, al principio, 0.07 m^3 de gas de nitrógeno a 130 kPa y 120 °C. Entonces, el nitrógeno se expande en un proceso politrópico hasta un estado de 100 kPa y 100 °C. Determine el trabajo de la frontera efectuado durante este proceso.

4-6 Un dispositivo de cilindro-émbolo, con un grupo de topes, contiene inicialmente 0.6 kg de vapor de agua a 1.0 MPa y 400 °C. El lugar de los topes corresponde al 40 por ciento del volumen inicial. Entonces, se enfría el vapor de agua. Determine el trabajo de compresión, si el estado final es *a*) 1.0 MPa y 250 °C, y *b*) 500 kPa. *c*) También determine la temperatura del estado final en el inciso *b*).

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto, y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

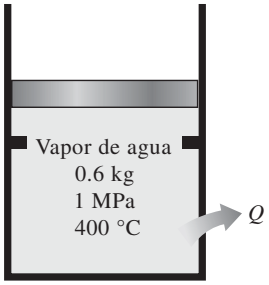


Figura P4-6

4-7 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene en un principio 0.07 m^3 de gas de nitrógeno a 130 kPa y 180 °C. A continuación el nitrógeno se expande hasta alcanzar una presión de 80 kPa, en un proceso politrópico, con un exponente politrópico cuyo valor es igual a la relación de calores específicos. Ésta es la llamada *expansión isentrópica*. Determine la temperatura final y el trabajo de la frontera durante este proceso.

4-8 Se calienta una masa de 5 kg de vapor de agua saturado a 300 kPa, a presión constante, hasta que la temperatura llega a 200 °C. Calcule el trabajo efectuado por el vapor de agua durante este proceso. *Respuesta:* 166 kJ

4-9 Se expande isotérmicamente 1 m^3 de agua líquida saturada a 200 °C en un sistema cerrado hasta que su calidad llega a 80 por ciento. Determine el trabajo total producido por esta expansión en kJ.

4-10 Un gas con un volumen inicial de 0.42 m^3 es comprimido hasta alcanzar un volumen final de 0.12 m^3. Durante el proceso de cuasiequilibrio, la presión cambia con el volumen de acuerdo con la relación $P = aV + b$, donde $a = -1\,200$ kPa/m^3 y $b = 600$ kPa. Calcule el trabajo realizado durante este proceso *a*) graficando el proceso en un diagrama *P*-*V* y hallando el área bajo la curva del proceso y *b*) realizando las integraciones necesarias.

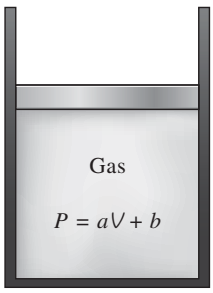


Figura P4-10

4-11 Una masa de 1.5 kg de aire a 120 kPa y 24 °C está dentro de un dispositivo de cilindro-émbolo hermético y sin fricción. A continuación se comprime el aire hasta una presión final de 600 kPa. Durante el proceso, se retira calor del aire de tal modo que permanece constante la temperatura en el interior del cilindro. Calcule el trabajo consumido durante este proceso. *Respuesta:* 206 kJ

4-12 Durante unos procesos reales de expansión y compresión en dispositivos de cilindro-émbolo, se ha observado que los gases satisfacen la relación $PV^n = C$, donde n y C son constantes. Calcule el trabajo efectuado cuando un gas se expande de 350 kPa y 0.03 m^3, hasta un volumen final de 0.2 m^3, para el caso en que $n = 1.5$.

4-13 Regrese al problema 4-12. Use el programa EES (u otro) para graficar el proceso descrito en el problema, en un diagrama *P*-*V*, e investigue el efecto del exponente politrópico *n* sobre el trabajo de la frontera. Haga variar el exponente politrópico, de 1.1 a 1.6. Trace la gráfica del trabajo de la frontera en función del exponente politrópico, y describa los resultados.

4-14 Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene 5 kg de nitrógeno a 100 kPa y 250 K. El nitrógeno se comprime entonces lentamente, siguiendo la relación $PV^{1.4} =$ constante, hasta que llega a una temperatura final de 360 K. Calcule el trabajo consumido durante este proceso.
Respuesta: 408 kJ

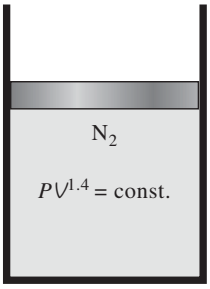


Figura P4-14

4-15 La ecuación de estado de un gas es $\bar{v}(P + 10/\bar{v}^2) = R_uT$, donde las unidades respectivas de $\bar{v}$ y P son m^3/kmol y kPa. Entonces, 0.2 kmol de este gas se expanden en un proceso de cuasiequilibrio, de 2 a 4 m^3 a una temperatura constante de 300 K. Determine *a*) la unidad de la cantidad 10 en la ecuación, y *b*) el trabajo efectuado durante este proceso de expansión isotérmica.

4-16 Regrese al problema 4-15. Con la función de integración en el programa EES, calcule el trabajo efectuado, y compare su resultado con el "calculado a mano" del problema 4-15. Trace la gráfica del proceso descrito en el problema en las coordenadas *P*-*v*.

4-17E Durante un proceso de expansión, la presión de un gas cambia de 15 a 100 psia, siguiendo la relación $P = aV + b$, donde $a = 5$ psia/pie^3 y b es una constante. Si el volumen inicial del gas es 7 pies^3, calcule el trabajo efectuado durante el proceso. *Respuesta:* 181 Btu

4-18 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene en un principio 0.4 kg de gas de nitrógeno a 160 kPa y 140 °C. Ahora

se expande isotérmicamente el nitrógeno, hasta una presión de 100 kPa. Determine el trabajo de la frontera, efectuado durante este proceso. *Respuesta:* 23.0 kJ

Figura P4-18

4-19E Un dispositivo cilindro-émbolo contiene hidrógeno a 14.7 psia y 15 pies^3. En este estado un resorte linear $F \propto x$ con una constante del resorte de 15 000 lbf/pie está tocando el émbolo pero no ejerce fuerza sobre él. El área transversal del émbolo es de 3 pies^2. Se transfiere calor al hidrógeno obligándolo a expandirse hasta duplicar su volumen. Determine *a*) la presión final, *b*) el trabajo total realizado por el hidrógeno y *c*) la fracción de este trabajo realizado contra el resorte. También muestre el proceso en un diagrama *P-V*.

4-20 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.15 kg de aire, en un principio a 2 MPa y 350 °C. Primero se expande el aire isotérmicamente hasta 500 kPa, y después se comprime en un proceso politrópico con un exponente politrópico de 1.2, hasta la presión inicial; por último, se comprime a presión constante hasta llegar al estado inicial. Determine el trabajo de la frontera para cada proceso, y el trabajo neto del ciclo.

4-21 1 kg de agua que al principio está a 90 °C, con 10 por ciento de calidad, ocupa un dispositivo de cilindro-émbolo con carga de resorte, como el de la figura P4-21. Entonces se calienta ese dispositivo hasta que la presión sube hasta 800 kPa, y la temperatura es 250 °C. Calcule el trabajo total producido durante este proceso, en kJ. *Respuesta:* 24.5 kJ

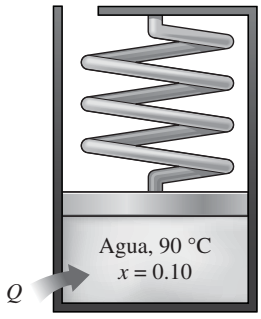


Figura P4-21

4-22 0.75 kg de agua a 0.5 MPa tiene inicialmente 30 por ciento de calidad, y ocupa un dispositivo de cilindro-émbolo con carga de resorte. Entonces se enfría ese dispositivo, hasta que el agua es líquido saturado a 100 °C. Calcule el trabajo total producido durante este proceso, en kJ.

4-23 Un gas ideal experimenta dos procesos en un dispositivo de cilindro-émbolo como sigue:

1-2 Compresión politrópica de T_1 y P_1 con exponente politrópico n y una relación de compresión de $r = V_1/V_2$.

2-3 Expansión a presión constante a $P_3 = P_2$ hasta que $V_3 = V_1$.

a) Haga un esquema de los procesos en un solo diagrama *P-V*.

b) Obtenga una expresión para la relación del trabajo de compresión al de expansión como función de n y r.

c) Encuentre el valor de esta relación para valores de n = 1.4 y $r = 6$.

Respuestas: b) $\frac{1}{n-1}\left(\frac{1-r^{1-n}}{r-1}\right)$, *c)* 0.256

4-24 Un dispositivo cilindro-émbolo contiene 50 kg de agua a 250 kPa y 25 °C. El área transversal del émbolo es de 0.1 m^2. Se transfiere calor al agua, lo que ocasiona que parte de ella se evapore y expanda. Cuando el volumen llega a los 0.2 m^3, el émbolo alcanza a un resorte lineal cuya constante del resorte es de 100 kN/m. Se transfiere más calor al agua hasta que el émbolo se eleva 20 cm más. Determine *a*) la presión y temperatura finales y *b*) el trabajo realizado durante este proceso. También muestre el proceso en un diagrama *P-V*.
Respuestas: a) 450 kPa, 147.9 °C, *b)* 44.5 kJ

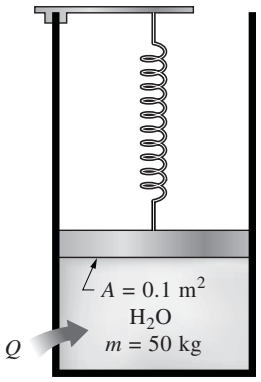


Figura P4-24

4-25 Reconsidere el problema 4-24 y con ayuda del software EES u otro, investigue el efecto de la constante del resorte sobre la presión final en el cilindro y el trabajo de frontera realizado. Permita una variación de la constante del resorte de 50 kN/m a 500 kN/m. Diagrame la presión final y el trabajo de frontera contra la constante del resorte, y analice los resultados.

Análisis de energía de sistemas cerrados

4-26E Complete cada renglón de la siguiente tabla, con base en el principio de conservación de la energía para un sistema cerrado.

$Q_{entrada}$ Btu	W_{salida} Btu	E_1 Btu	E_2 Btu	m lbm	$e_2 - e_1$ Btu/lbm
350	—	1 020	860	3	—
350	130	550	—	5	—
—	260	600	—	2	150
−500	—	1 400	900	7	—
—	−50	1 000	—	3	−200

4-27E Un sistema cerrado se somete a un proceso en el que no hay cambio de energía interna. Durante este proceso, el sistema produce 1.1×10^6 lb · pie de trabajo. Calcule la transferencia de calor para este proceso, en Btu.

4-28 Un recipiente rígido con un agitador contiene 2.5 kg de aceite para motor. Determine la tasa de aumento en la energía específica, cuando se transfiere calor al aceite, a la tasa de 1 W, y se aplica 1.5 W de potencia al agitador.

4-29 Un tanque rígido de 0.5 m^3 contiene refrigerante-134a que en un inicio está a 160 kPa y 40 por ciento de calidad. Se transfiere calor al refrigerante hasta que su presión alcanza 700 kPa. Determine *a*) la masa del refrigerante en el tanque y *b*) la cantidad de calor transferido. También muestre el proceso en un diagrama P-v con respecto a las líneas de saturación.

4-30E En un inicio un tanque rígido de 20-$pies^3$ contiene vapor saturado de refrigerante-134a a 160 psia. A consecuencia de la transferencia de calor del refrigerante, la presión desciende a 50 psia. Muestre el proceso en un diagrama P-V con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la temperatura final, *b*) la cantidad de refrigerante que se ha condensado y *c*) la transferencia de calor.

4-31 Un recipiente rígido de 10 L contiene inicialmente una mezcla de agua líquida y vapor a 100 °C con calidad de 12.3 por ciento. Luego se calienta la mezcla hasta que su temperatura es de 150 °C. Calcule la transferencia de calor necesaria para este proceso. *Respuesta:* 46.9 kJ

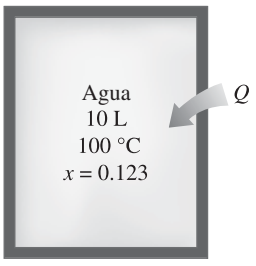


Figura P4-31

4-32 Una masa fija de vapor saturado de agua a 400 kPa se enfría isotérmicamente hasta que se convierte en un líquido saturado. Calcule la cantidad de calor rechazado durante este proceso, en kJ/kg.

4-33 Un dispositivo cilindro-émbolo contiene vapor que inicialmente está en 1 MPa, 450 °C y 2.5 m^3. Se deja que el vapor se enfríe hasta que comience a condensarse. Muestre el proceso en un diagrama T-v con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la masa del vapor, *b*) la temperatura final y *c*) la cantidad de transferencia de calor.

4-34 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene 5 L de agua líquida saturada a una presión constante de 175 kPa. Una rueda de paletas agita el agua, mientras que pasa una corriente de 8 A durante 45 min, por una resistencia colocada en el agua. Si se evapora la mitad del líquido durante este proceso a presión constante, y el trabajo de la rueda de paletas es 400 kJ, determine el voltaje de suministro. También, muestre el proceso en un diagrama P-v con respecto a líneas de saturación. *Respuesta*: 224 V

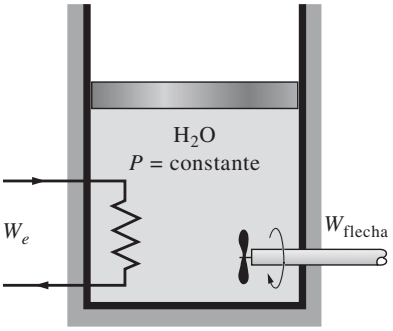


Figura P4-34

4-35 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente vapor de agua a 200 kPa, 200 °C y 0.4 m^3. En este estado, un resorte lineal ($F \propto x$) toca el émbolo, pero no ejerce fuerza sobre él. Entonces, se transfiere calor lentamente al vapor de agua, haciendo que aumenten su presión y volumen, hasta 250 kPa y 0.6 m^3, respectivamente. Represente al proceso en un diagrama P-v con respecto a líneas de saturación, y determine *a*) la temperatura final, *b*) el trabajo efectuado por el vapor de agua y *c*) el calor total transferido.

Respuestas: a) 606 °C, *b*) 45 kJ, *c*) 288 kJ

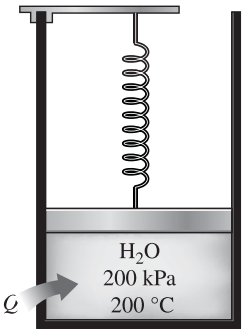


Figura P4-35

4-36 Regrese al problema 4-35. Use el programa EES (u otro similar) para investigar el efecto de la temperatura inicial del vapor de agua sobre la temperatura final, el trabajo efectuado y el calor total transferido. Haga variar la temperatura inicial de 150 a 250 °C. Trace los resul-

tados finales en función de la temperatura inicial y describa esos resultados.

4-37 Un dispositivo cilindro-émbolo al inicio contiene 0.8 m^3 de vapor saturado de agua a 250 kPa. En este estado, el émbolo descansa sobre un conjunto de topes, y su masa es tal que es necesaria una presión de 300 kPa para moverlo. Se transfiere lentamente calor al vapor hasta duplicar su volumen. Muestre el proceso en un diagrama *P-V* con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la temperatura final, *b*) el trabajo realizado durante este proceso y *c*) la transferencia total de calor. *Respuestas: a*) 662 °C, *b*) 240 kJ, *c*) 1 213 kJ

4-38 Un radiador eléctrico con 40 L de aceite se coloca en un recinto de 50 m^3. Tanto el recinto como el aceite del radiador están a 10 °C en un principio. El radiador tiene una potencia nominal de 2.4 kW, y se enciende. Al mismo tiempo, se pierde calor del recinto a una tasa promedio de 0.35 kJ/s. Después de algún tiempo, se mide la temperatura promedio y resulta 20 °C, para el aire en el recinto, y 50 °C para el aceite en el radiador. Suponiendo que la densidad y el calor específico del aceite sean 950 kg/m^3 y 2.2 kJ/kg · °C, respectivamente, determine cuánto tiempo se mantuvo encendido el calentador. Suponga que el recinto está bien hermetizado, para que no haya fugas de aire.

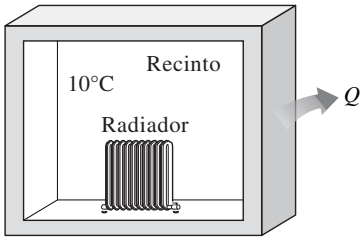


Figura P4-38

4-39 En un dispositivo de cilindro-émbolo con carga de resorte está contenido vapor de agua a 75 kPa y 8 por ciento de calidad, como se ve en la figura P4-39, con un volumen inicial de 2 m^3. Entonces se calienta el vapor de agua hasta que su volumen es 5 m^3 y su presión es 225 kPa. Calcule el calor transferido al vapor de agua, y el trabajo producido por el mismo, durante este proceso.

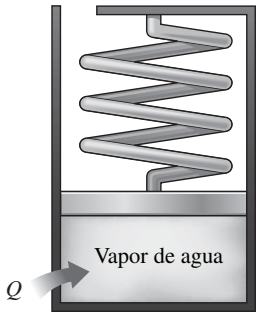


Figura P4-39

4-40E Se condensa vapor saturado de R-134a a 100 °F, a presión constante, hasta líquido saturado, en un sistema cerrado de cilindro-émbolo. Calcule el calor transferido y el trabajo efectuado durante este proceso, en Btu/lbm.

4-41 Un tanque aislado se divide en dos partes mediante una separación. Una parte del tanque contiene 2.5 kg de agua líquida comprimida a 60 °C y 600 kPa, mientras que la otra parte es vaciada. Se retira la división y el agua se expande para abarcar todo el tanque. Determine la temperatura final del agua y el volumen del tanque para una presión final de 10 kPa.

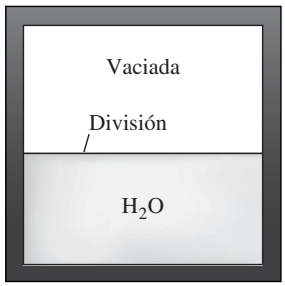


Figura P4-41

4-42 Reconsidere el problema 4-41 y con ayuda del software EES (u otro), investigue el efecto de la presión inicial de agua en la temperatura final en el tanque. Deje que la presión inicial varíe de 100 a 600 kPa. Diagrame la temperatura final en función de la presión inicial, y analice los resultados.

Calores específicos, Δu y Δh de gases ideales

4-43C La relación $\Delta u = mc_{v,\text{prom}}\Delta T$ ¿está restringida a procesos de volumen constante, o se puede usar en cualquier proceso de un gas ideal?

4-44C La relación $\Delta h = mc_{p,\text{prom}}\Delta T$ ¿está restringida a procesos de presión constante, o se puede usar en cualquier proceso de un gas ideal?

4-45C ¿Es igual la energía requerida para calentar aire de 295 a 305 K, que la necesaria para calentarlo de 345 a 355 K? Suponga que en ambos casos la presión permanece constante.

4-46C Una masa fija de un gas ideal se calienta de 50 a 80 °C a la presión constante de *a*) 1 atm y *b*) 3 atm. ¿En qué caso cree usted que será mayor la energía requerida? ¿Por qué?

4-47C Una masa fija de un gas ideal se calienta de 50 a 80 °C al volumen constante e igual a *a*) 1 m^3 y *b*) 3 m^3. ¿En cuál caso cree usted que será mayor la energía requerida? ¿Por qué?

4-48C Se calienta una masa fija de un gas ideal de 50 a 80 °C a *a*) un volumen constante y *b*) a una presión constante. ¿En qué caso considera que la energía requerida será mayor? ¿Por qué?

4-49C Demuestre que $\bar{c}_p = \bar{c}_v + R_u$ para un gas ideal.

4-50 ¿Cuál es el cambio en la entalpía, en kJ/kg, de oxígeno cuando su temperatura cambia de 150 a 200 °C? ¿Habría alguna diferencia si el cambio de temperatura fuese de 0 a 50 °C? ¿La presión al principio y al final de este proceso tiene algún efecto sobre el cambio de entalpía?

4-51E En un compresor, se comprime aire de 20 psia y 70 °F a 150 psia. El compresor se opera de tal manera que la temperatura del aire permanece constante. Calcule el cambio en el volumen específico del aire al pasar por este compresor.

4-52 La temperatura de 2 kg de neón aumenta de 20 a 180 °C. Calcule el cambio de energía interna total del neón, en kJ. ¿Sería diferente el cambio de energía interna si se sustituyera el neón por argón?

4-53 Calcule el cambio en la entalpía de argón, en kJ/kg, cuando se enfría de 75 a 25 °C. Si el neón hubiera pasado por el mismo cambio de temperatura ¿sería diferente su cambio de entalpía?

4-54 Determine el cambio de energía interna Δu del hidrógeno, en kJ/kg, cuando se calienta de 200 a 800 K, con *a*) la ecuación empírica del calor específico como una función de la temperatura (tabla A-2*c*), *b*) el valor de c_v a la temperatura promedio (tabla A-2*b*) y *c*) el valor de c_v a temperatura ambiente (tabla A-2*a*).

4-55 Determine el cambio de entalpía Δh del nitrógeno, en kJ/kg, cuando se calienta de 600 a 1 000 K, usando *a*) la ecuación empírica del calor específico como una función de la temperatura (tabla A-2C), *b*) el valor c_p a la temperatura promedio (tabla A-2*b*) y *c*) el valor c_p a la temperatura ambiente (tabla A-2*a*).
Respuestas: a) 447.8 kJ/kg, *b*) 448.4 kJ/kg, *c*) 415.6 kJ/kg

4-56E El dispositivo de cilindro-émbolo cargado por resorte que se muestra en la figura P4-56E contiene 1 pie^3 de aire. La constante del resorte es 5 lbf/pulg, y el diámetro del émbolo es 10 pulg. Cuando el resorte no ejerce ninguna fuerza sobre el pistón, el estado del aire es 250 psia y 460 °F. Este dispositivo se enfría ahora hasta que el volumen es la mitad del original. Determine el cambio en la energía interna específica y en la entalpía del aire. *Respuestas:* 78.9 Btu/lbm, 111 Btu/lbm

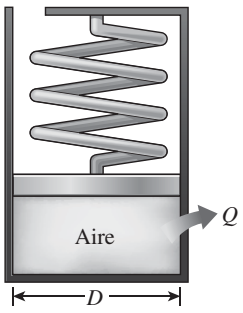


Figura P4-56E

Análisis de energía de sistemas cerrados: gases ideales

4-57C ¿Es posible comprimir isotérmicamente un gas ideal, en un dispositivo adiabático de cilindro-émbolo? Explique por qué.

4-58 Un tanque rígido de 3 m^3 contiene hidrógeno a 250 kPa y 550 K. Se enfría el gas hasta que su temperatura desciende a 350 K. Determine *a*) la presión final en el tanque y *b*) la cantidad de calor transferido.

4-59E En un principio el oxígeno contenido en un tanque de 10 pies^3 está a 14.7 psia y 80 °F. Se hace girar una rueda de paletas al interior del tanque hasta que la presión aumenta a 20 psia. Durante el proceso, se pierden 20 Btu de calor al medio ambiente. Determine el trabajo realizado por la rueda de paletas. La energía almacenada en la rueda de paletas es despreciable.

4-60E Un recipiente rígido contiene 10 lbm de aire a 30 psia y 65 °F. Entonces se calienta el aire hasta que su presión aumenta al doble. Determine *a*) el volumen del recipiente y *b*) la cantidad de transferencia de calor.
Respuestas: a) 64.8 pies^3, *b*) 920 Btu

4-61E Gas nitrógeno inicialmente a 20 psia y 100 °F ocupa un volumen de 1 pie^3 en un contenedor rígido provisto de una rueda de paletas para agitación. Después de que la rueda de paletas realiza 5 000 lbf · pie de trabajo sobre el nitrógeno, ¿cuál es su temperatura final?
Respuesta: 489 °F

4-62 Un tanque rígido aislado está dividido en dos partes iguales por una separación. En un principio una parte contiene 4 kg de un gas ideal a 800 kPa y 50 °C, y la otra parte es vaciada. Después se retira la separación y el gas se expande por todo el tanque. Determine la temperatura y presión finales en el tanque.

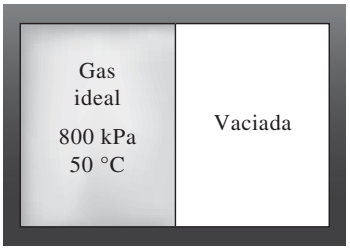


Figura P4-62

4-63 Se va a calentar un recinto de 4 m × 5 m × 6 m con un calentador eléctrico colocado sobre un rodapié. Se desea que ese calentador pueda elevar la temperatura del recinto de 5 a 25 °C en 11 min. Suponiendo que no hay pérdidas de calor del recinto, y que la presión atmosférica sea 100 kPa, calcule la potencia requerida en el calentador. Suponga que los calores específicos son constantes a la temperatura ambiente.
Respuesta: 3.28 kW

4-64 Un alumno vive en un dormitorio de 3 m × 4 m × 4 m, y enciende su ventilador de 100 W antes de salir de la habitación, por la mañana en un día de verano, esperando que al regresar el recinto esté más frío. Suponiendo que todas las puertas y ventanas estén herméticamente cerradas, y sin tomar en cuenta transferencias de calor por las paredes y ventanas, determine la temperatura en el recinto cuando regrese el estudiante, 8 h después. Use los valores de calor específico a tem-

peratura ambiente, y suponga que las condiciones de la habitación eran 100 kPa y 20 °C, cuando salió.
Respuesta: 90.3 °C

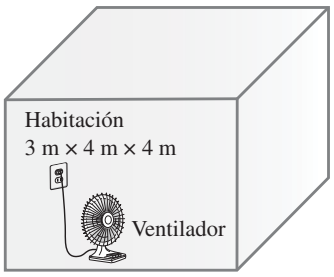


Figura P4-64

4-65 Una habitación de 4 m × 5 m × 7 m es calentada por el radiador de un sistema de calefacción por vapor. El radiador de vapor transfiere calor a una velocidad de 10 000 kJ/h. Se utiliza un ventilador de 100 W para distribuir el aire caliente en la habitación. Se estima que la velocidad aproximada de la pérdida de calor en la habitación es de 5 000 kJ/h. Si la temperatura inicial del aire de la habitación es de 10 °C, determine cuánto tardará la temperatura del aire en llegar a 20 °C. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

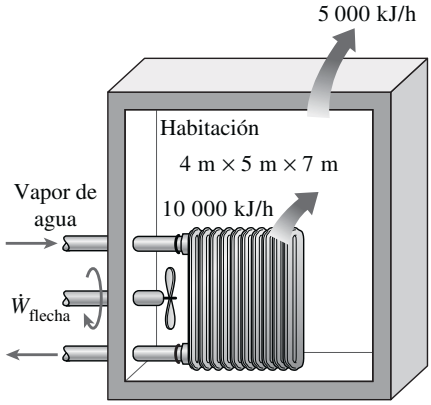


Figura P4-65

4-66 Se comprime argón en un proceso politrópico, con $n = 1.2$, de 120 kPa y 10 °C hasta 800 kPa, en un dispositivo de cilindro-émbolo. Determine el trabajo producido y el calor transferido durante este proceso de compresión, en kJ/kg.

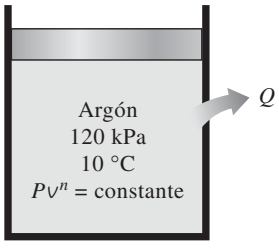


Figura P4-66

4-67 Un dispositivo cilindro-émbolo contiene 100 L de aire a 400 kPa y 25 °C. Se hace girar una rueda de paletas dentro del cilindro hasta alcanzar 15 kJ de trabajo en el aire mientras la presión se mantiene constante. Determine la temperatura final del aire. La energía almacenada en la rueda de paletas es despreciable.

4-68 Un dispositivo de cilindro-émbolo con resorte contiene 1 kg de dióxido de carbono. Este sistema se calienta de 100 kPa y 25 °C a 1 000 kPa y 300 °C. Determine la transferencia total de calor al sistema y el trabajo producido por el sistema.

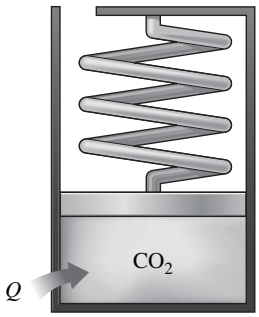


Figura P4-68

4-69E Un dispositivo cilindro-émbolo contiene 25 pies^3 de nitrógeno a 40 psia y 700 °F. Después se deja que el nitrógeno se enfríe a una temperatura constante hasta 200 °F. Mediante los calores específicos a temperatura promedio, determine la cantidad de pérdida calorífica.

4-70 En un dispositivo de cilindro-émbolo con carga variable y con una rueda de paletas integrada al cilindro, hay aire. Al principio está a 400 kPa y 17 °C. Entonces se hace girar la rueda de paletas mediante un motor eléctrico externo, hasta que se ha transferido al aire la energía de 75 kJ/kg en forma de trabajo. Durante este proceso se transfiere calor para mantener constante la temperatura del aire, y al mismo tiempo se triplica el volumen del gas. Calcule la cantidad requerida de transferencia de calor, en kJ/kg. *Respuesta:* 16.4 kJ/kg

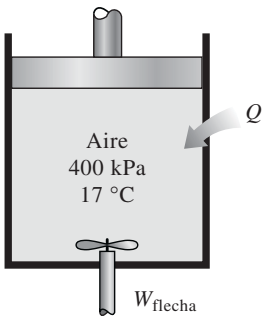


Figura P4-70

4-71 Una masa de 15 kg de aire, en un dispositivo de cilindro-émbolo, se calienta de 25 a 77 °C, haciendo pasar corriente por un calentador de resistencia en el interior del cilindro. La presión dentro del cilindro se mantiene constante en 300 kPa durante el proceso, y hay una pérdida de calor de 60 kJ. Determine los kWh de energía eléctrica suministrada.
Respuesta: 0.235 kWh

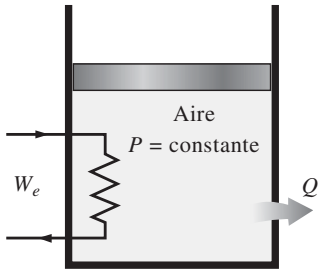


Figura P4-71

4-72 Un dispositivo de émbolo contiene 2.2 kg de nitrógeno, inicialmente a 100 kPa y 25 °C. Entonces se comprime lentamente el nitrógeno, en un proceso politrópico durante el cual $PV^{1.3}$ = constante, hasta que el volumen se reduce a la mitad. Determine el trabajo efectuado y la transferencia de calor para este proceso.

4-73 Regrese al problema 4.72. Use el programa EES (o cualquier otro) para graficar el proceso descrito allí, en un diagrama *P*-*V*, e investigue el efecto del exponente politrópico *n* sobre el trabajo de la frontera y el calor transferido. Haga variar el exponente politrópico de 1.0 a 1.4. Trace las gráficas de trabajo de la frontera y calor transferido, en función del exponente politrópico, y describa los resultados.

4-74E Un dispositivo cilindro-émbolo contiene 3 pies^3 de aire a 60 psia y 150 °F. Mientras el aire se expande isotérmicamente, el calor se transfiere al aire en una cantidad de 40 Btu. Determine la cantidad de trabajo de frontera realizado durante este proceso.

4-75 Un dispositivo de cilindro-émbolo, con un grupo de topes en su borde superior, contiene 3 kg de aire a 200 kPa y 27 °C. A continuación se transfiere calor al aire, y el émbolo sube hasta que llega a los topes, y en ese punto el volumen es el doble del volumen inicial. Se transfiere más calor hasta que la presión dentro del cilindro también aumenta al doble. Calcule el trabajo efectuado y la cantidad de calor transferido en este proceso. También trace el proceso en un diagrama *P*-*V*.

4-76 Un dispositivo de cilindro provisto de un cilindro-pistón contiene aire. El émbolo descansa inicialmente en un conjunto de topes, y se necesita una presión de 200 kPa para mover el émbolo. Inicialmente, el aire está a 100 kPa y 23 °C, y ocupa un volumen de 0.25 m^3. Determine la cantidad de calor que se transfiere al aire, en kJ, al aumentar la temperatura a 700 K. Suponga que el aire tiene calores específicos constantes evaluados a 300 K. *Respuesta:* 94.5 kJ

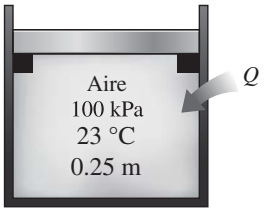


Figura P4-76

4-77 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene aire a 600 kPa y 927 °C, y ocupa un volumen de 0.8 m^3. El aire experimenta un proceso isotérmico (temperatura constante) hasta que la presión se reduce a 300 kPa. El émbolo está ahora fijado en su lugar, y no se le permite moverse mientras tiene lugar un proceso de transferencia de calor hasta que el aire alcanza 27 °C.

a) Haga un esquema del sistema que muestre las energías que cruzan la frontera y el diagrama *P*-*V* para los procesos combinados.

b) Para los procesos combinados, determine la cantidad neta de transferencia de calor, en kJ, y su dirección.

Suponga que el aire tiene calores específicos constantes evaluados a 300 K.

4-78 Un dispositivo cilindro-émbolo contiene 4 kg de argón a 250 kPa y 35 °C. Durante un proceso de expansión isotérmica y cuasiequilibrio, el sistema realiza un trabajo de frontera de 15 kJ, y se realiza un trabajo de rueda de palas de 3 kJ en el sistema. Determine la transferencia de calor para este proceso.

Análisis de energía de sistemas cerrados: sólidos y líquidos

4-79E El estado de agua líquida cambia de 50 psia y 50 °F a 2 000 psia y 100 °F. Determine el cambio de energía interna y entalpía de esa agua, con base en *a*) las tablas de líquido comprimido, *b*) la aproximación para sustancias incompresibles y las tablas de propiedades, y *c*) el modelo de calor específico.

4-80E Durante un día de campo, en un cálido verano, todas las bebidas refrescantes desaparecieron con rapidez, y las únicas disponibles estaban al tiempo, a la temperatura ambiente de 85 °F. Para tratar de enfriar una lata de 12 onzas de bebida, una persona la toma y comienza a agitarla en el agua helada de la caja, a 32 °F. Use las propiedades del agua para modelar la bebida, y determine la masa de hielo que se fundirá para cuando la bebida se enfríe a 37 °F.

4-81 Considere una plancha de 1 000 W, cuya base es de aleación de aluminio 2024-T6 (ρ = 2 770 kg/m^3 y c_p = 875 J/kg · °C) y de 0.5 cm de espesor. Esa base tiene 0.03 m^2 de superficie. Primero, la plancha está en equilibrio térmico con el aire ambiente a 22 °C. Suponiendo que 90 por ciento del calor generado en los alambres de resistencia se transfiera a la base, determine el tiempo mínimo necesario para que la plancha llegue a 200 °C.

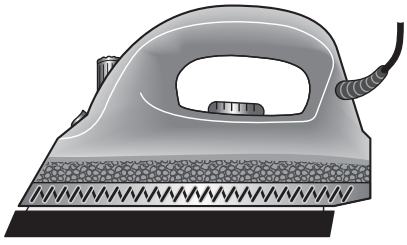


Figura P4-81

4-82 Unas bolas de rodamiento de acero inoxidable (ρ = 8 085 kg/m^3 y c_p = 0.480 kJ/kg · °C) tienen 1.2 cm de diámetro, y a una razón de 800 bolas por minuto se van a templar en agua. Las bolas salen del horno a la temperatura uniforme de 900 °C, están en el aire a 25 °C durante un rato, y se dejan caer en agua. Si la temperatura de las bolas baja a 850 °C antes de su temple, determine la tasa de transferencia de calor, de las bolas al aire.

4-83E En una fábrica, se calientan placas cuadradas de latón (ρ = 532.5 lbm/pie^3 y c_p = 0.091 Btu/lbm · °F), de 1.6 pulg de espesor y de 2 pies × 2 pies de dimensiones, que comienzan a una temperatura uniforme de 75 °F, haciéndolas pasar por un horno a 1 500 °F, 300 piezas por minuto. Si las placas permanecen en el horno hasta que su temperatura promedio aumenta a 900 °F, determine la tasa de transferencia de calor a las placas, en el horno.

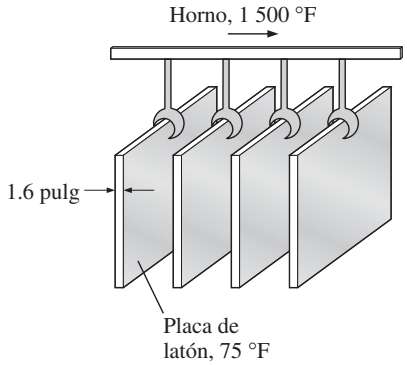


Figura P4-83E

4-84 Unas largas barras cilíndricas de acero (ρ = 7 833 kg/m^3 y c_p = 0.465 kJ/kg · °C), de 78 cm de diámetro, se tratan térmicamente pasándolas a una velocidad de 2 m/min por un horno mantenido a 900 °C. Si las barras entran al horno a 30 °C y salen de él a una temperatura media de 700 °C, determine la tasa de transferencia térmica a las barras en el horno.

4-85 Un dispositivo electrónico disipa 25 W. Su masa es 20 g y su calor específico es 850 J/kg · °C. Se usa poco, y está encendido durante 5 min y después apagado durante varias horas, cuando se enfría a la temperatura ambiente de 25 °C. Determine la temperatura máxima posible del dispositivo al final del periodo de operación de 5 min. ¿Cuál sería su respuesta si ese dispositivo estuviera unido con un sumidero térmico de aluminio, de 0.5 kg? Suponga que el dispositivo y el sumidero térmico están prácticamente a la misma temperatura.

4-86 Regrese al problema 4-85. Con el programa EES (u otro) investigue el efecto de la masa del sumidero térmico sobre la temperatura máxima del dispositivo. Haga variar la masa del sumidero de 0 a 1 kg. Trace la gráfica de la temperatura máxima en función de la masa del sumidero térmico, y describa los resultados.

4-87 Si alguna vez usted ha abofeteado a alguien o ha sido abofeteado, probablemente recuerde la sensación de quemadura. Imagine que ha tenido la desgracia de que una persona enojada lo abofetee, haciendo que la temperatura de su cara se eleve en 2.4 °C (¡duele!). Suponiendo que la mano que lo golpeó tiene una masa de 0.9 kg y que alrededor de 0.150 kg de tejido de la cara y de la mano se afecta por el incidente, estime la velocidad de la mano un instante antes del impacto. Tome el calor específico del tejido como 3.8 kJ/kg · K.

4-88 En una fábrica se enfrían esferas de latón de 5 cm de diámetro (ρ = 8522 kg/m^3 y c_p = 0.385 kJ/kg · °C) cuya temperatura inicial es de 120 °C introduciéndolas en una tina de agua a 50 °C durante 2 minutos a una tasa de 100 esferas por minuto. Si la temperatura de las esferas después de enfriarlas es de 74 °C, determine la tasa a la que debe enfriarse el agua para mantener su temperatura constante a 50 °C.

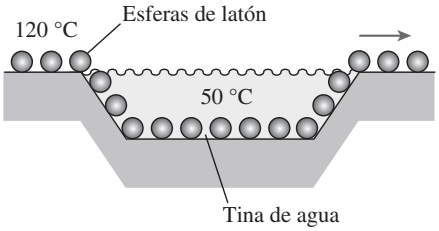


Figura P4-88

4-89 Repita el problema 4-88 con esferas de aluminio.

Tema especial: Sistemas biológicos

4-90C ¿Es el contenido de energía metabolizable de un alimento igual a la energía desprendida cuando se quema en una bomba calorimétrica? Si no es así, ¿en qué difieren?

4-91C ¿Es una consideración importante la cantidad de probables ocupantes, para diseñar los sistemas de calefacción y enfriamiento de los salones de clase? Explique por qué.

4-92C ¿Qué piensa usted acerca de un programa dietético que permite ingerir cantidades generosas de pan y arroz, siempre que no se les agregue mantequilla o margarina?

4-93 El calor específico promedio del cuerpo humano es de 3.6 kJ/kg · °C. Si la temperatura corporal de un hombre de 80 kg se eleva de 37 °C a 39 °C al realizar algún ejercicio extenuante, determine el incremento en la energía térmica del cuerpo a consecuencia de esta elevación en la temperatura corporal.

4-94 Hay dos personas idénticas, de 80 kg, que comen alimentos idénticos y hacen cosas idénticas, pero uno de ellos trota 30 minutos diarios, y el otro contempla la TV. Determine la diferencia de peso entre los dos, al cabo de un mes.
Respuesta: 1.04 kg

4-95 Una mujer pesa 68 kg, y quiere andar en bicicleta durante una hora. Si va a satisfacer todas sus necesidades energéticas mientras está en la bicicleta comiendo barras de chocolate de 30 g, determine cuántas barras necesita llevar con ella.

4-96 Una persona de 90 kg cede a la tentación, e ingiere toda una caja con 1 L de helado. ¿Cuánto tiempo debe tro-

tar esa persona para quemar las calorías que consumió en el helado? *Respuesta:* 1.54 h

4-97 Un hombre de 60 kg solía comer una manzana todos los días después de la cena sin perder o ganar peso. Ahora come una porción de 200 ml de helado en lugar de la manzana y camina 20 minutos diarios. Con esta nueva dieta, ¿cuánto peso perderá o ganará al mes? *Respuesta:* Ganará 0.087 kg

4-98 Un hombre tiene 20 kg de grasa corporal cuando comienza una huelga de hambre. Determine cuánto tiempo puede vivir sólo consumiendo su grasa.

4-99 Hay dos mujeres idénticas, de 50 kg, que hacen cosas idénticas y comen lo mismo, pero Dulce come papas con cuatro cucharaditas de mantequilla, mientras que María come las suyas sin mantequilla, cada noche. Determine la diferencia de pesos entre Dulce y María, al cabo de un año.
Respuesta: 6.5 kg

4-100E Una mujer acostumbraba tomar aproximadamente un litro de bebida normal de cola diario, y cambia a cola dietética (cero calorías), y comienza a comer dos rebanadas de pay de manzana diariamente. ¿Consume más calorías o menos?

4-101 Un señor y una señora, de 190 lb y 130 lb, respectivamente, fueron a almorzar a un establecimiento de hamburguesas. El señor pidió un sándwich (720 Cal), papas fritas (400 Cal) y una Coca grande (225 Cal). La mujer pidió una hamburguesa simple (330 Cal), papas fritas (400 Cal) y Coca de dieta (0 Cal). Después del almuerzo, comienzan a palear nieve y quemar calorías, a una tasa de 420 Cal/h, la mujer, y 610 Cal/h, el señor. Determine cuánto tiempo necesitan palear nieve para quemar las calorías de su almuerzo.

4-102 Una persona come un sándwich grande (530 Cal) y otra, uno gigante (640 Cal), mientras que una tercera persona come 50 aceitunas con papas fritas normales (350 Cal) como almuerzo. Determine quién consume más calorías. Una aceituna contiene unas 5 Calorías.

4-103 Un hombre pesa 75 kg, y decide bajar 5 kg sin bajar su consumo de 4 000 Calorías diarias. En lugar de ello comienza a nadar, a bailar, a trotar y a andar en bicicleta, cada actividad durante una hora diaria. Duerme o se relaja durante el resto del día. Determine cuánto tardará en perder 5 kg.

4-104E El intervalo de peso saludable para los adultos se suele expresar en función del *índice de masa corporal* (IMC), que se define, en unidades SI, como sigue:

$$\text{IMC} = \frac{W(\text{kg})}{H^2(\text{m}^2)}$$

donde W es el peso (en realidad, la masa) de la persona, en kg, y H su altura, en m; el intervalo de peso saludable es $19 \leq \text{IMC} \leq 25$. Convierta esta fórmula a unidades inglesas, de tal manera que el peso esté en libras y la altura en pulgadas. También, calcule su propio IMC; si no está en el intervalo saludable, determine cuántas libras (o kg) necesita ganar o perder para estar en buenas condiciones.

4-105 El índice de masa corporal (IMC) de una mujer de 1.60 m de altura, que suele almorzar 3 porciones grandes de pizza de queso y una Coca de 400 mL, es 30. Decide entonces cambiar su almuerzo a 2 porciones grandes de pizza y una Coca de 200 mL. Suponiendo que el déficit de ingestión de calorías se compensa quemando grasa corporal, determine cuánto tiempo tardará el IMC de ella en bajar a 20. Use los datos del texto de contenido calórico, y suponga que el contenido de energía metabolizable en 1 kg de grasa corporal es 33 100 kJ. *Respuesta:* 463 días

4-106E El alcohol aporta 7 calorías por gramo, pero ningún nutriente esencial. Una porción de 1.5 onzas de alcohol de 80° contiene 100 calorías tan sólo en alcohol. Los vinos dulces y la cerveza aportan calorías adicionales por su contenido de carbohidratos. Alrededor de 75 por ciento de los adultos estadounidenses ingieren algún tipo de bebida alcohólica, lo que agrega un promedio de 210 calorías diarias a su dieta. Determine cuántas libras menos pesará al año un adulto estadounidense promedio si deja de consumir bebidas alcohólicas y comienza a beber refrescos de dieta.

Problemas de repaso

4-107 La temperatura del aire cambia de 0 a 10 °C mientras su velocidad cambia de cero a una velocidad final, y su elevación cambia de cero a la elevación final. ¿A qué valores de la velocidad final y elevación final del aire los cambios internos, cinéticos y de energía potencial serán iguales?
Respuestas: 120 m/s, 732 m

4-108 Considere un dispositivo cilindro-émbolo que contiene 0.5 kg de aire. Después se transfiere calor al aire a una presión constante y la temperatura del aire aumenta 5 °C. Determine el trabajo de expansión realizado durante el proceso.

4-109E 2 lbm de aire está dentro de un recipiente rígido, bien aislado, que contiene una rueda de paletas. El estado inicial del aire es 30 psia y 60 °F. ¿Cuánto trabajo, en Btu, debe transferir la rueda de paletas al aire, para elevar su presión a 40 psia? También, ¿cuál es la temperatura final del aire?

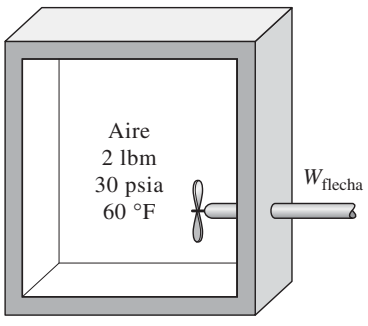


Figura P4-109E

4-110 Se expande aire en un proceso politrópico con $n = 1.2$, de 1 MPa y 400 °C a 110 kPa, en un dispositivo de cilindro-émbolo. Determine la temperatura final del aire.

4-111 Nitrógeno a 100 kPa y 25 °C se calienta en un recipiente rígido hasta que su presión es 300 kPa. Calcule el trabajo que se realiza y el calor que se transfiere durante este proceso, en kJ/kg.

4-112 Un recipiente rígido bien aislado contiene 3 kg de agua líquida saturada a 40 °C. El recipiente también contiene una resistencia eléctrica que pasa 10 amperes cuando se le aplican 50 volts. Determine la temperatura final en el recipiente, cuando la resistencia ha estado trabajando durante 30 minutos. *Respuesta:* 119 °C

4-113 Para enfriar una tonelada de agua a 20 °C en un tanque aislado, una persona vierte 80 kg de hielo a −5 °C dentro del agua. Determine la temperatura de equilibrio final en el tanque. La temperatura de fusión y el calor latente de fusión del hielo a presión atmosférica son 0 °C y 333.7 kJ/kg, respectivamente. *Respuesta:* 12.4 °C

4-114 Dentro de un dispositivo de cilindro-émbolo hay 3 kg de un vapor húmedo de agua a 160 kPa. Al principio hay 1 kg de agua en la fase líquida, y el resto está en la fase de vapor. Entonces, se transfiere calor al agua; el émbolo, que descansa en un conjunto de topes, comienza a subir cuando la presión en el interior llega a 500 kPa. La transferencia de calor continúa hasta que el volumen total aumenta en 20 por ciento. Determine *a*) las temperaturas inicial y final, *b*) la masa del agua líquida cuando comienza a subir el émbolo y *c*) el trabajo efectuado durante este proceso. También trace el proceso en un diagrama *P*-*v*.

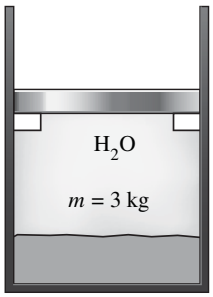


Figura P4-114

4-115 En un dispositivo de cilindro-émbolo están contenidos 12 kg de vapor saturado de refrigerante 134a, a 240 kPa. Entonces se transfieren 300 kJ de calor al refrigerante, a presión constante, por medio de una resistencia en su interior conectada a un suministro de voltaje de 110 V durante 6 min. Determine la corriente aplicada, para que la temperatura final sea 70 °C. También muestre el proceso en un diagrama *T*-*v*, con respecto a líneas de saturación. *Respuesta:* 12.8 A

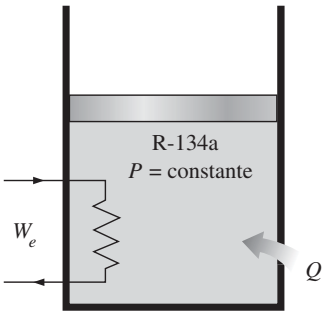


Figura P4-115

4-116 Vapor saturado de agua a 200 °C se condensa como líquido saturado a 50 °C, en un dispositivo de cilindro-émbolo. Determine la transferencia de calor para este proceso, en kJ/kg.

4-117 0.8 kg de un gas ideal están contenidos en dispositivo cilindro-émbolo. Después el gas se enfría a una presión constante hasta que su temperatura disminuye 10 °C. Si 16.6 kJ del trabajo de compresión se realizan durante este proceso, determine la masa molar y la constante del gas. También determine el volumen constante y los calores específicos a presión constante del gas si su razón de calor específico es de 1.667.

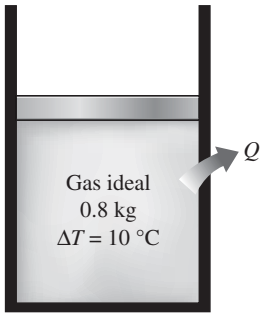


Figura P4-117

4-118 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.2 m^3 de gas de helio a 100 kPa y 10 °C. Entonces, el helio se comprime en un proceso politrópico (PV^n = constante) hasta 700 kPa y 290 °C. Determine el calor perdido o ganado durante este proceso. *Respuesta:* Se pierden 6.51 kJ

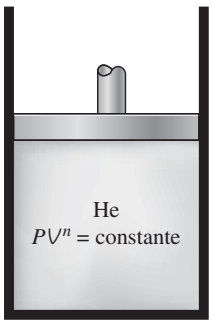


Figura P4-118

4-119 Un dispositivo cilindro-émbolo aislado contiene en un inicio 0.01 m^3 de mezcla de vapor-líquido saturado con una calidad de 0.2 a 120 °C. Después se vierte en el cilindro un poco de hielo a 0 °C. Si al establecerse el equilibrio térmico, el cilindro contiene líquido saturado a 120 °C, determine la cantidad de hielo agregada. La temperatura de fusión y el calor latente de fusión del hielo a presión atmosférica son 0 °C y 333.7 kJ/kg, respectivamente.

4-120 En un proceso politrópico se expande gas de nitrógeno, con n = 1.25, de 2 MPa y 1 200 K, a 200 kPa, en un dispositivo de cilindro-émbolo. ¿Cuánto trabajo se produce, y cuánto calor se transfiere durante este proceso de expansión, en kJ/kg?

4-121 Una casa con calentamiento solar pasivo, pierde calor al ambiente, a una tasa promedio de 50 000 kJ/h; se mantiene siempre a 22 °C durante una noche invernal, durante 10 h. La casa se va a calentar con 50 recipientes de vidrio, y cada uno de ellos contiene 20 L de agua que se calienta durante el día hasta 80 °C absorbiendo energía solar. Hay un calentador eléctrico de respaldo, controlado por termostato, de 15 kW, que se enciende cuando es necesario para mantener la casa a 22 °C. *a*) ¿Cuánto tiempo trabaja el sistema eléctrico esa noche? *b*) ¿Cuánto tiempo trabajaría el calentador eléctrico esa noche, si la casa no tuviera calentamiento solar?
Respuestas: a) 4.77 h, *b*) 9.26 h

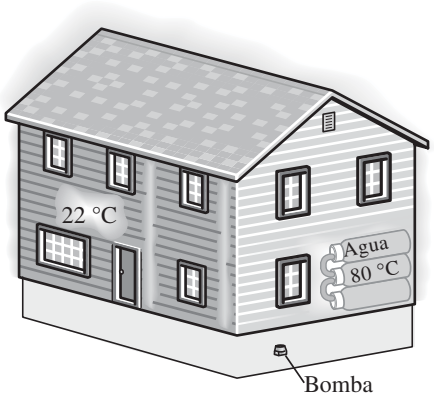


Figura P4-121

4-122 Una tonelada (1 000 kg) de agua líquida a 80 °C se guarda en un recinto bien aislado y bien sellado, de 4 m × 5 m × 6 m de dimensiones, que está inicialmente lleno de aire a 15 °C y 95 kPa. Suponiendo que los calores específicos del agua y del aire son constantes e iguales a los calores específicos a la temperatura ambiente, determine la temperatura final de equilibrio en el recinto. *Respuesta:* 49.2 °C

4-123 Se hierve agua al nivel del mar en una cafetera equipada con un elemento de calefacción eléctrica sumergible. La cafetera contiene 1 L de agua cuando está llena. Después de hervir durante 25 minutos, se observa que la mitad del agua se ha evaporado. Determine la potencia nominal del elemento de calefacción eléctrica sumergido en el agua. También determine cuánto tardará este calentador en elevar la temperatura de 1 L de agua fría, de 18 °C al punto de ebullición.

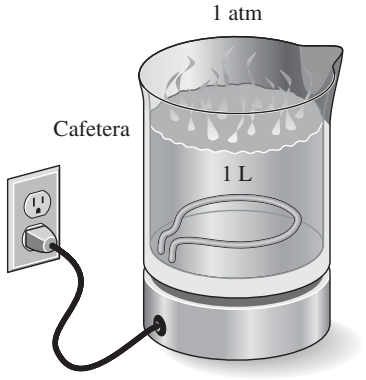


Figura P4-123

4-124 Se va a calentar un recinto de 3 m × 4 m × 5 m de dimensiones con una tonelada (1 000 kg) de agua líquida contenida en un tanque que se introduce al recinto lleno de aire. El recinto pierde calor al exterior, a una tasa promedio de 6 000 kJ/h. Al principio, sus condiciones son 20 °C y 100 kPa, y siempre se mantiene a una temperatura promedio de 20 °C. Si el agua caliente debe satisfacer las necesidades de calentamiento de ese recinto durante 24 horas, determine la temperatura mínima del agua cuando se introduce al recinto. Suponga que los calores específicos del aire y del agua son constantes e iguales a los calores específicos a la temperatura ambiente.

4-125 Se va a determinar el contenido de energía en cierto alimento, en una bomba calorimétrica que contiene 3 kg de agua; se queman 2 g de la muestra en presencia de 100 g de aire, en la cámara de reacción. Si la temperatura del agua aumenta 3.2 °C cuando se establece el equilibrio, determine el contenido energético del alimento, en kJ/kg, despreciando la energía térmica almacenada en la cámara de reacción, y la energía suministrada por el mezclador. ¿Cuál es el error aproximado que se comete al despreciar la energía térmica almacenada en la cámara de reacción? *Respuesta:* 20 060 kJ/kg

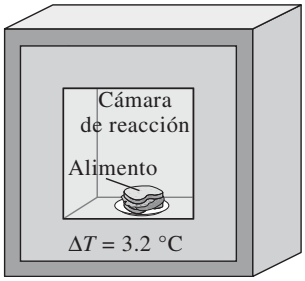


Figura P4-125

4-126 Una persona pesa 68 kg, y su temperatura corporal promedio es 39 °C; toma 1 L de agua fría a 3 °C, para tratar de enfriarse. Suponiendo que el calor específico promedio de ese hombre es 3.6 kJ/kg · °C, calcule la disminución de la temperatura corporal media de esa persona, debida a esa agua fría.

4-127 Un tanque rígido aislado contiene 1.4 kg de agua líquida saturada a 200 °C y aire. En este estado, 25 por ciento de su volumen es ocupado por agua líquida y el resto por aire. Luego se coloca una resistencia eléctrica en el tanque y se enciende. Después de 20 minutos se observa que el tanque contiene vapor de agua saturado. Determine *a*) el volumen del tanque, *b*) la temperatura final y *c*) la potencia eléctrica nominal de la resistencia. Ignore la energía añadida al aire.
Respuestas: a) 0.00648 m³, *b*) 371 °C, *c*) 1.58 kW

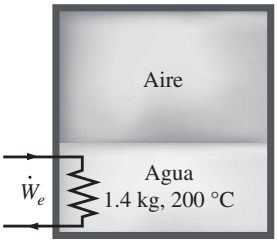


Figura P4-127

4-128 Se va a enfriar un vaso con 0.3 L de agua a 20 °C con hielo, hasta 5 °C. Determine cuánto hielo se necesita agregar, en gramos, si está *a*) a 0 °C y *b*) a −20 °C. También determine cuánta agua se necesitaría si el enfriamiento se hiciera con agua fría a 0 °C. La temperatura de fusión y el calor de fusión del hielo a la presión atmosférica son 0 °C y 333.7 kJ/kg, respectivamente, y la densidad del agua es 1 kg/L.

4-129 Regrese al problema 4-128. Use el programa EES (o cualquier otro) para investigar el efecto de la temperatura inicial del hielo sobre la masa final requerida. Haga que la temperatura del hielo varíe de −26 a 0 °C. Grafique la masa de hielo en función de su temperatura inicial, y describa los resultados.

4-130 Un recinto lleno de aire de 3 m × 4 m × 6 m de dimensiones, bien aislado, está a 7 °C. Entonces se calienta con un sistema de calefacción que consta de un radiador con vapor de agua. El volumen del radiador es 15 L, y se llena con vapor sobrecalentado de agua a 200 kPa y 200 °C. En ese momento, se deben cerrar las válvulas de entrada y salida. Se usa un ventilador de 120 W de potencia para distribuir el aire en el recinto. Se observa que la presión del vapor de agua baja a 100 kPa en 45 min, debido a la transferencia de calor al recinto. Suponga que el calor específico del aire es constante e igual al calor específico a la temperatura ambiente, y determine la temperatura promedio del aire a los 45 min. Suponga que la presión del aire en el recinto permanece constante en 100 kPa.

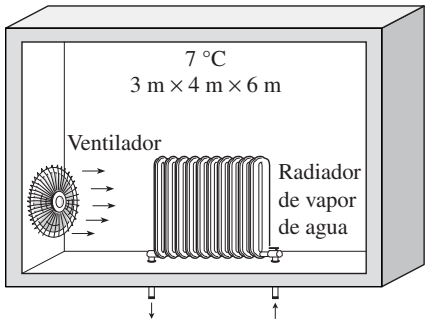


Figura P4-130

4-131 Dos tanques rígidos están conectados por una válvula. El tanque A contiene 0.2 m^3 de agua a 400 kPa y 80 por ciento de calidad. El tanque B contiene 0.5 m^3 de agua a 200 kPa y 250 °C. Después la válvula se abre y los dos tanques finalmente se encuentran en el mismo estado. Determine la presión y la cantidad de transferencia de calor cuando el sistema alcanza el equilibrio térmico con el medio ambiente a 25 °C. *Respuestas:* 3.17 kPa, 2 170 kJ

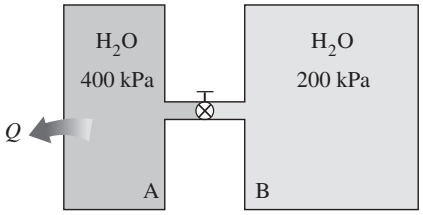


Figura P4-131

4-132 Reconsidere el problema 4-131 y con ayuda del software EES (u otro), investigue el efecto de la temperatura ambiental sobre la presión final y la transferencia de calor. Contemple una variación de temperatura de 0 a 50 °C. Grafique los resultados finales en función de la temperatura ambiental, y analice los resultados.

4-133 Un cilindro horizontal rígido, bien aislado, está dividido en dos compartimientos por un émbolo que tiene libre movimiento, pero que no permite el paso de gases entre los dos lados. En un principio, en un lado del émbolo hay 1 m^3 de gas de N_2 a 500 kPa y 120 °C, mientras que el otro lado contiene 1 m^3 de gas de He a 500 kPa y 40 °C. Entonces, se establece el equilibrio térmico en el cilindro, como resultado de la transferencia de calor a través del émbolo. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente para determinar la temperatura final de equilibrio en el cilindro. ¿Cuál sería su respuesta si el émbolo estuviera fijo?

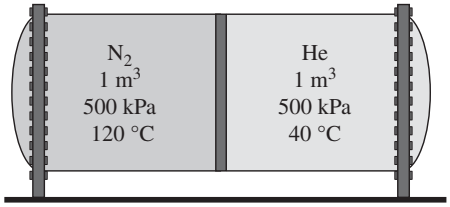


Figura P4-133

4-134 Repita el problema 4-133, suponiendo que el émbolo está hecho con 8 kg de cobre, e inicialmente está a la temperatura promedio de los dos gases en sus dos caras.
Respuesta: 83.7 °C

4-135 Regrese al problema 4-134. Use el programa EES (u otro) para investigar el efecto de la masa del émbolo de cobre sobre la temperatura final de equilibrio. Haga variar la masa del émbolo de 1 a 10 kg. Trace la gráfica de la temperatura final en función de la masa del émbolo, y describa los resultados.

4-136 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene 1.8 kg de agua líquida saturada a 120 °C. Entonces se enciende una resistencia eléctrica colocada en el cilindro, durante 10 min, hasta que el volumen aumenta al cuádruple. Determine *a*) el volumen del cilindro, *b*) la temperatura final y *c*) la potencia nominal de la resistencia.
Respuestas: a) 0.00763 m^3, *b*) 120 °C, *c*) 0.0236 kW

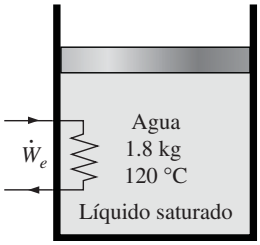


Figura P4-136

4-137 Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical, de 12 cm de diámetro, contiene un gas ideal a las condiciones del ambiente: 1 bar y 24 °C. La cara interna del émbolo está a 20 cm del fondo del cilindro. Entonces, un eje externo ejerce una fuerza sobre el émbolo, que equivale a una entrada de trabajo de la frontera de 0.1 kJ. La temperatura del gas permanece constante durante el proceso. Determine *a*) la cantidad de calor transferido, *b*) la presión final en el cilindro y *c*) la distancia que se desplaza el émbolo.

4-138 Un dispositivo-cilindro émbolo vertical de 12 cm de diámetro contiene un gas ideal en condiciones ambientales de 1 bar y 24 °C. En un inicio, la faz interna del émbolo está a 20 cm de distancia de la base del cilindro. Ahora un eje externo conectado al pistón ejerce una fuerza correspondiente a un trabajo de frontera de entrada de 0.1 kJ. La temperatura del gas permanece constante durante el proceso. Determine *a*) la cantidad de transferencia de calor *b*) la presión final en el cilindro y *c*) la distancia que se desplaza el émbolo.

4-139 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.35 kg de vapor de agua a 3.5 MPa, con 7.4 °C de sobrecalentamiento. A continuación, el vapor de agua pierde calor a los alrededores, y el émbolo baja, hasta un conjunto de topes, y en ese punto el cilindro contiene agua líquida saturada. El enfriamiento continúa hasta que el cilindro contiene agua a 200 °C. Determine *a*) la presión final y la calidad (si es una mezcla); *b*) el trabajo de la frontera; *c*) la cantidad de calor transferido cuando el émbolo llega a los topes, y *d*) el calor total transferido.

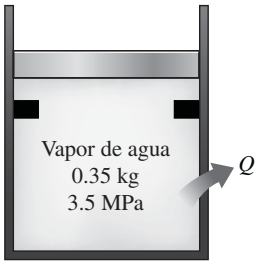


Figura P4-139

4-140 Un recipiente rígido aislado está dividido en dos compartimientos de distintos volúmenes. Al principio, cada compartimiento contiene el mismo gas ideal a idéntica presión, pero con diferentes temperaturas y masas. Se quita la pared que divide los dos compartimientos, y se deja que se mezclen los gases. Suponiendo que los calores específicos son constantes, deduzca la ecuación más sencilla para determinar la temperatura de la mezcla, que tenga la forma

$$T_3 = f\left(\frac{m_1}{m_3}, \frac{m_2}{m_3}, T_1, T_2\right)$$

donde m_3 y T_3 son masa y temperatura de la mezcla final, respectivamente.

4-141 Se comprime un kilogramo de bióxido de carbono de 0.5 MPa y 200 °C a 3 MPa dentro de un dispositivo cilindro-émbolo ajustado para ejecutar un proceso politrópico con $n = 13$. Utilice el factor de compresibilidad para determinar la temperatura final.

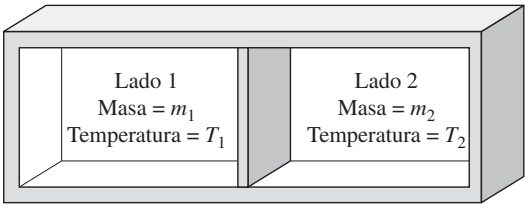


Figura P4-140

4-142 En edificios con calefacción solar, la energía suele almacenarse como calor sensible en rocas, concreto o agua durante el día para utilizarse por la noche. Para minimizar el espacio de almacenamiento es recomendable utilizar un material capaz de almacenar una gran cantidad de calor y que a la vez experimenten cambios térmicos pequeños. Se puede almacenar una gran cantidad de calor a una temperatura constante durante un proceso de cambio de fase, por lo que los materiales que cambian de fase aproximadamente a la temperatura ambiente como la sal de Glauber (o sulfato sódico decahidratado), que tiene un punto de fusión de 32 °C y un calor latente de fusión de 329 kJ/L, son ideales para este propósito. Determine cuánto calor puede almacenarse en un espacio usando *a*) sal de Glauber que experimenta un cambio de fase, *b*) rocas de granito con una capacidad calorífica de 2.32 kJ/kg · °C y un cambio de temperatura de 20 °C, y *c*) agua con una capacidad calorífica de 4.00 kJ/k · °C y un cambio de temperatura de 20 °C.

4-143 Los primeros motores de vapor eran impulsados por la presión atmosférica que actuaba sobre un émbolo ajustado dentro de un cilindro repleto de vapor saturado. Al enfriar el exterior del cilindro con agua fría, se creaba un vacío en su interior y el vapor se condensaba. Considere un dispositivo cilindro-émbolo, que contiene 0.05 m^3 de vapor de agua saturado a la presión atmosférica de 100 kPa y cuyo émbolo tiene un área superficial de 0.1 m^2. Se vierte agua fría en la superficie exterior del cilindro y el vapor del interior comienza a condensarse a consecuencia de la transferencia de calor al agua fría del exterior. Si el émbolo está atorado en su posición inicial, determine la fuerza de fricción sobre el émbolo y la cantidad de calor transferido cuando la temperatura dentro del cilindro desciende a 30 °C.

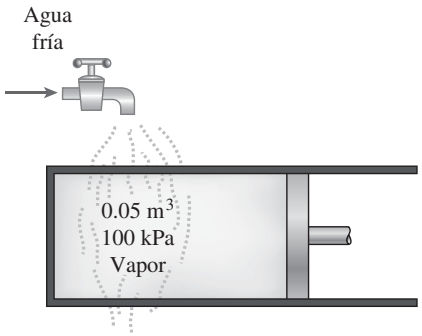


Figura P4-143

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

4-144 El calor específico de un material, expresado en unas raras unidades, es $c = 3.60$ kJ/kg · °F. El calor específico de este material, en las unidades SI de kJ/kg · °C, es

a) 2.00 kJ/kg · °C *b*) 3.20 kJ/kg · °C
c) 3.60 kJ/kg · °C *d*) 4.80 kJ/kg · °C
e) 6.48 kJ/kg · °C

4-145 Un recipiente rígido de 3 m^3 contiene gas de nitrógeno a 500 kPa y 300 K. Entonces, se transfiere calor al nitrógeno, y su presión se eleva hasta 800 kPa. El trabajo efectuado durante este proceso es

a) 500 kJ *b*) 1500 kJ
c) 0 kJ *d*) 900 kJ
e) 2 400 kJ

4-146 Un recipiente rígido de 0.5 m^3 contiene gas de nitrógeno a 600 kPa y 300 K. Entonces, se comprime isotérmicamente el gas hasta un volumen de 0.1 m^3. El trabajo efectuado sobre el gas durante este proceso de compresión es

a) 720 kJ *b*) 483 kJ
c) 240 kJ *d*) 175 kJ
e) 143 kJ

4-147 Un salón bien sellado contiene 60 kg de aire a 200 kPa y 25 °C. Entonces, entra la energía solar al salón, a una razón promedio de 0.8 kJ/s, mientras que se enciende un ventilador de 120 W, para hacer circular el aire en el interior. Si se desprecia la transferencia de calor a través de las paredes, en 30 min la temperatura en el salón será

a) 25.6 °C *b*) 49.8 °C
c) 53.4 °C *d*) 52.5 °C
e) 63.4 °C

4-148 Un calentador eléctrico de 2 kW se enciende en un recinto desocupado por personas, y se mantiene encendido durante 15 min. La masa de aire en el recinto es 75 kg, y el recinto está herméticamente sellado, para que no entre ni salga aire. El aumento de temperatura del aire al pasar los 15 min es

a) 8.5 °C *b*) 12.4 °C
c) 24.0 °C *d*) 33.4 °C
e) 54.8 °C

4-149 Un salón contiene 75 kg de aire a 100 kPa y 15 °C. En él hay un refrigerador, que consume 250 W de electricidad cuando está funcionando; también una TV de 120 W, un calentador de resistencia eléctrica de 1.8 kW y un ventilador de 50 W. Durante un día invernal frío, se observa que el refrigerador, la TV, el ventilador y la resistencia eléctrica están trabajando continuamente, pero que la temperatura del aire en el interior permanece constante. Entonces, la tasa de pérdida de calor del recinto, en ese día, es

a) 5 832 kJ/h *b*) 6 192 kJ/h
c) 7 560 kJ/h *d*) 7 632 kJ/h
e) 7 992 kJ/h

4-150 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 5 kg de aire a 400 kPa y 30 °C. Durante un proceso de expansión isotérmica de cuasiequilibrio, el sistema hace 15 kJ de trabajo de la frontera y sobre el sistema se efectúan 3 kJ de trabajo de agitación. Durante este proceso, el calor transferido es

a) 12 kJ *b*) 18 kJ
c) 2.4 kJ *d*) 3.5 kJ
e) 60 kJ

4-151 Un paquete con 6 latas de bebida debe enfriarse de 18 °C a 3 °C. La masa de cada bebida enlatada es 0.355 kg. Se puede considerar que la bebida es agua, y que la energía almacenada en la propia lata de aluminio es despreciable. La cantidad de calor transferido de las 6 bebidas enlatadas es

a) 22 kJ *b*) 32 kJ
c) 134 kJ *d*) 187 kJ
e) 223 kJ

4-152 Un vaso contiene 0.45 kg de agua a 20 °C, y se va a enfriar a 0 °C, agregándole cubos de hielo a 0 °C. El calor latente de fusión de hielo es 334 kJ/kg, y el calor específico del agua es 4.18 kJ/kg · °C. La cantidad de hielo que debe agregarse es

a) 56 gramos *b*) 113 gramos
c) 124 gramos *d*) 224 gramos
e) 450 gramos

4-153 Un calentador de resistencia eléctrica, de 2 kW, se sumerge en 5 kg de agua, y se enciende y permanece encendido 10 min. Durante el proceso, el agua pierde 300 kJ de calor. Entonces, el aumento de temperatura del agua es

a) 0.4 °C *b*) 43.1 °C
c) 57.4 °C *d*) 71.8 °C
e) 180 °C

4-154 Se van a calentar 1.5 kg de agua líquida, de 12 a 95 °C, en una tetera que tiene un elemento calentador de 800 W en su interior. Se puede suponer que el calor específico del agua es 4.18 kJ/kg · °C, y que durante el calentamiento se puede ignorar el calor perdido del agua. Entonces, el tiempo que tarda el agua en llegar a la temperatura indicada es

a) 5.9 min *b*) 7.3 min
c) 10.8 min *d*) 14.0 min
e) 17.0 min

4-155 Un huevo ordinario tiene 0.1 kg de masa, y su calor específico es 3.32 kJ/kg · °C; se introduce en agua hirviente a 95 °C. Si la temperatura inicial del huevo es 5 °C, la cantidad máxima de calor transferido a él es

a) 12 kJ *b*) 30 kJ
c) 24 kJ *d*) 18 kJ
e) infinita

4-156 Una manzana tiene 0.18 kg de masa, y su calor específico promedio es 3.65 kJ/kg · °C; se enfría de 22 °C hasta 5 °C. La cantidad de calor transferido desde la manzana es

a) 0.85 kJ *b*) 62.1 kJ
c) 17.7 kJ *d*) 11.2 kJ
e) 7.1 kJ

4-157 El calor específico de un gas ideal a volumen constante es $c_v = 0.7 + (2.7 \times 10^{-4})T$ (kJ/kg · K), estando T en kelvin. El cambio de energía interna para este gas ideal,

cuando tiene un proceso en el que la temperatura cambia de 27 a 127 °C se aproxima más a

a) 70 kJ/kg *b*) 72.1 kJ/kg
c) 79.5 kJ/kg *d*) 82.1 kJ/kg
e) 84.0 kJ/kg

4-158 Un gas ideal tiene una constante de gas R = 0.3 kJ/kg · K, y el calor específico a volumen constante es c_v = 0.7 kJ/kg · K. Si el gas tiene un cambio de temperatura de 100 °C, elija la respuesta correcta para cada una de los siguientes casos:

1. El cambio en entalpía es, en kJ/kg,
   a) 30 *b*) 70 *c*) 100
   d) Información insuficiente para determinarlo.
2. El cambio en la energía interna es, en kJ/kg,
   a) 30 *b*) 70 *c*) 100
   d) Información insuficiente para determinarlo.
3. El trabajo realizado es, en kJ/kg,
   a) 30 *b*) 70 *c*) 100
   d) Información insuficiente para determinarlo.
4. La transferencia de calor es, en kJ/kg,
   a) 30 *b*) 70 *c*) 100
   d) Información insuficiente para determinarlo.
5. El cambio en el producto presión-volumen es, en kJ/kg
   a) 30 *b*) 70 *c*) 100
   d) Información insuficiente para determinarlo.

4-159 Un gas ideal se somete a un proceso de temperatura constante (isotérmico) en un sistema cerrado. La transferencia de calor y el trabajo son, respectivamente,

a) 0, $-c_v\,\Delta T$ *b*) $c_v\Delta T$, 0
c) $c_p\,\Delta T$, $R\Delta T$ *d*) $R\,\ln(T_2/T_1)$, $R\,\ln(T_2/T_1)$

4-160 Un gas ideal se somete a un proceso de volumen constante (isocórico) en un sistema cerrado. La transferencia de calor y el trabajo son, respectivamente,

a) 0, $-c_v\,\Delta T$ *b*) $c_v\Delta T$, 0
c) $c_p\Delta T$, $R\Delta T$ *d*) $R\,\ln(T_2/T_1)$, $R\,\ln(T_2/T_1)$

4-161 Un gas ideal se somete a un proceso de presión constante (isobárico) en un sistema cerrado. La transferencia de calor y el trabajo son, respectivamente,

a) 0, $-c_v\Delta T$ *b*) $c_v\Delta T$, 0
c) $c_p\Delta T$, $R\Delta T$ *d*) $R\,\ln(T_2/T_1)$, $R\,\ln(T_2/T_1)$

Problemas de diseño, ensayo y experimentación

4.162 Averigüe cómo se determinan los calores específicos de los gases, líquidos y sólidos en los laboratorios nacionales. Describa los aparatos experimentales y procedimientos utilizados.

4-163 Alguien sugirió que el dispositivo de la figura P4-163 se use para aplicar la fuerza máxima F contra el resorte, cuya constante de resorte es k. Eso se obtiene cambiando la temperatura de la mezcla de líquido y vapor en el recipiente. Debe usted diseñar ese sistema para cerrar cortinas que bloqueen el sol en las ventanas, donde se requiere una fuerza máxima de 0.5 lbf. El émbolo se debe mover 6 pulgadas para cerrar las cortinas por completo. Opta usted por usar R-134a como fluido de trabajo, y disponer el recipiente de vapor húmedo de tal modo que la temperatura cambie de 70 °F, cuando está nublado, hasta 100 °F, cuando la ventana está expuesta a pleno sol. Seleccione los tamaños de los diversos componentes de este sistema, y la cantidad de R-134a que se debe usar.

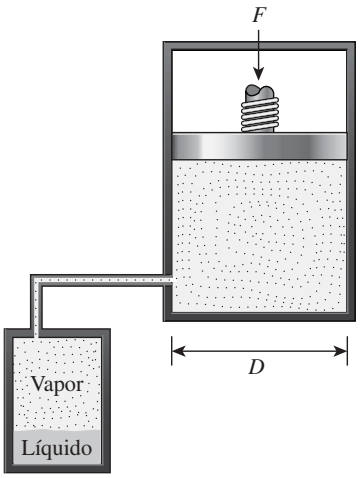


Figura P4-163

4-164 Se le pide diseñar un sistema de calefacción para una alberca de 2 m de profundidad, 25 m de largo y 25 m de ancho. Su cliente desea que el sistema tenga la capacidad suficiente para elevar la temperatura del agua de 20 a 30 °C en 3 h. Se estima que la tasa de pérdida de calor del agua al aire, en condiciones de diseño a la intemperie, es de 960 W/m^2, y el calentador también debe poder mantener los 30 °C en la alberca, en esas condiciones. Se espera que las pérdidas de calor al suelo sean pequeñas y se puedan despreciar. El calentador que se planea es uno con quemador de gas natural cuya eficiencia es 80 por ciento. ¿Qué capacidad de quemador (en kW alimentados) recomendaría usted a su cliente?

4-165 Se afirma que las frutas y verduras se enfrían 6 °C por cada punto porcentual de pérdida de peso en forma de humedad, durante su enfriamiento al vacío. Demuestre, con cálculos, si esa afirmación es razonable.

4-166 Con la ayuda de un termómetro mida la temperatura de ebullición del agua y calcule la presión de saturación correspondiente. Con esta información, estime la altitud de su población y compárela con el valor de la altitud real.

4-167 Diseñe un experimento con instrumentos para determinar los calores específicos de un gas utilizando un calentador de resistencia. Analice cómo realizará este experimento, qué medidas deberá tomar y cómo determinará los calores específicos. ¿Qué fuentes de error hay en su sistema? ¿Cómo puede minimizar el error experimental?

CAPÍTULO

5

Análisis de masa y energía de volúmenes de control

En el capítulo 4 se aplicó a sistemas cerrados la relación de balance de energía expresada como $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$. En este capítulo se amplía el análisis de energía a sistemas en los que hay flujo másico a través de sus fronteras, es decir, volúmenes de control, con énfasis particular en sistemas de flujo estacionario.

En este capítulo se inicia con el desarrollo de la relación general de *conservación de la masa* para volúmenes de control y se continúa con una explicación del trabajo de flujo y la energía de flujos de fluido. Luego, se aplica el balance de energía a sistemas que involucran *procesos de flujo estacionario* y se analizan dispositivos comunes con este tipo de flujo como toberas, difusores, compresores, turbinas, válvulas de estrangulamiento, cámaras de mezclado e intercambiadores de calor. Por último, se aplica el balance de energía a *procesos de flujo no-variable,* como la carga y descarga de recipientes.

OBJETIVOS

En el capítulo 5, los objetivos son:

- Desarrollar el principio de conservación de la masa.
- Aplicar el principio de conservación de la masa a varios sistemas que incluyen volúmenes de control de flujo estacionario y no estacionario.
- Aplicar la primera ley de la termodinámica como enunciado del principio de conservación de la energía para volúmenes de control.
- Identificar la energía que lleva un flujo de fluido que cruza una superficie de control como la suma de energía interna, trabajo de flujo, energías cinética y potencial del fluido y relacionar la combinación de la energía interna y el trabajo de flujo con la propiedad entalpía.
- Resolver problemas de balance de energía para dispositivos comunes de flujo estacionario como toberas, compresores, turbinas, válvulas de estrangulamiento, mezcladores, calentadores e intercambiadores de calor.
- Aplicar el balance de energía a procesos de flujo no estacionario con particular énfasis en el proceso de flujo uniforme como el modelo encontrado comúnmente para los procesos de carga y descarga.

5-1 ▪ Conservación de la masa

La conservación de la masa es uno de los principios fundamentales de la naturaleza. Todos estamos familiarizados con este principio y no es difícil de entender. Una persona no tiene que ser un científico para saber cuánto aderezo de vinagre y aceite se obtiene al mezclar 100 gramos de aceite con 25 gramos de vinagre. Incluso el balanceo de ecuaciones químicas se hace con base en el principio de conservación de la masa. Cuando 16 kg de oxígeno reaccionan con 2 kg de hidrógeno, se forman 18 kg de agua (Fig. 5-1). En un proceso de electrólisis, el agua se separa en 2 kg de hidrógeno y 16 kg de oxígeno.

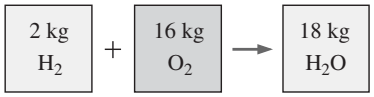


Figura 5-1
La masa se conserva incluso durante las reacciones químicas.

Técnicamente, la masa no se conserva con exactitud. Sin embargo, la masa m y la energía E se pueden convertir entre sí según una fórmula bien conocida que propuso Albert Einstein (1879-1955):

$$E = mc^2 \tag{5-1}$$

donde c es la velocidad de la luz en un vacío, que es $c = 2.9979 \times 10^8$ m/s. Esta ecuación sugiere que existe una equivalencia entre masa y energía. Todos los sistemas físicos y químicos exhiben interacciones energéticas con su entorno, pero la cantidad de energía involucrada es equivalente a una masa extremadamente pequeña comparada con la masa total del sistema. Por ejemplo, cuando se forma 1 kg de agua a partir del oxígeno e hidrógeno en condiciones atmosféricas normales, la cantidad de energía liberada es de 15.8 MJ, que corresponde a una masa de sólo 1.76×10^{-10} kg. No obstante, en reacciones nucleares, la equivalencia de masa con respecto a la cantidad de energía involucrada es una fracción significativa de la masa total involucrada. Por lo tanto, en la mayoría de los análisis ingenieriles, consideramos la masa y la energía como cantidades conservadas.

Para *sistemas cerrados*, el principio de conservación de la masa se usa de modo implícito al requerir que la masa del sistema permanezca constante durante un proceso. Sin embargo, para *volúmenes de control*, la masa puede cruzar las fronteras, de modo que se debe mantener un registro de la cantidad de masa que entra y sale.

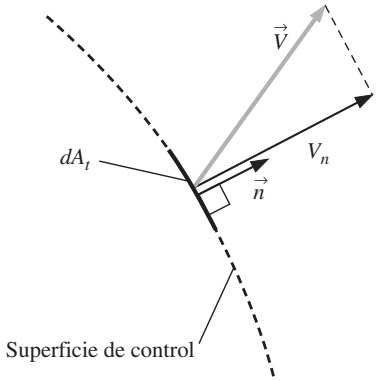


Figura 5-2
La velocidad normal V_n a una superficie es la componente de la velocidad perpendicular a la superficie.

Flujos másico y volumétrico

La cantidad de masa que pasa por una sección transversal por unidad de tiempo se llama **flujo másico** y se denota mediante $\dot{m}$. El punto sobre un símbolo se usa para indicar la *rapidez de cambio respecto al tiempo*.

Un fluido entra o sale comúnmente de un volumen de control a través de tuberías o ductos. El flujo másico diferencial del fluido que pasa por un pequeño elemento de área dA_t en una sección transversal de flujo es proporcional a dA_t, la densidad del fluido ρ y la componente de la velocidad de flujo normal a dA_t, que se denota como V_n, y se expresa como (Fig. 5-2)

$$\delta\dot{m} = \rho V_n dA_t \tag{5-2}$$

Observe que tanto δ como d se usan para indicar cantidades diferenciales, pero δ se emplea por lo regular para cantidades (como calor, trabajo y transferencia de masa) que son *funciones de la trayectoria* y tienen *diferenciales inexactas*, mientras que d se utiliza para cantidades (por ejemplo, propiedades) que son *funciones de punto* y tienen *diferenciales exactas*. Para flujo por un anillo de radio interno r_1 y radio externo r_2, por ejemplo, $\int_1^2 dA_t = A_{t2} - A_{t1} = \pi(r_2^2 - r_1^2)$ pero $\int_1^2 \delta\dot{m} = \dot{m}_{\text{total}}$ (flujo másico total a través del anillo), no $\dot{m}_2 - \dot{m}_1$. Para valores especificados de r_1 y r_2, el valor de la integral de dA_t es fijo (de ahí los nombres función de punto y diferencial

exacta), pero éste no es el caso para la integral de $\delta\dot{m}$ (por esto los nombres de función de trayectoria y diferencial inexacta).

El flujo másico a través del área de la sección transversal de un tubo o un ducto se obtiene mediante integración:

$$\dot{m} = \int_{A_t} \delta\dot{m} = \int_{A_t} \rho V_n \, dA_t \qquad (\text{kg/s}) \tag{5-3}$$

Si bien la ecuación 5-3 es válida todo el tiempo (de hecho es *exacta*), no siempre es práctica para análisis de ingeniería como resultado de la integral. En cambio, sería bueno contar con una expresión en términos de valores promedio del flujo másico a través de la sección transversal del tubo. En un flujo general compresible, tanto ρ y V_n varían a lo largo del tubo. Sin embargo, en muchas aplicaciones prácticas, la densidad es en esencia uniforme sobre la sección transversal del tubo, de manera que ρ se puede dejar fuera de la integral de la ecuación 5-3. Por su parte, la velocidad *nunca* es uniforme en una sección transversal de tubería debido a que el fluido se adhiere a la superficie y, por lo tanto, tiene velocidad cero en la pared (condición de no deslizamiento). Además, la velocidad varía desde cero en las paredes hasta algún valor máximo cercano o sobre la línea central de la tubería. Se define la **velocidad promedio** V_{prom} como el valor promedio de V_n en toda la sección transversal (Fig. 5-3),

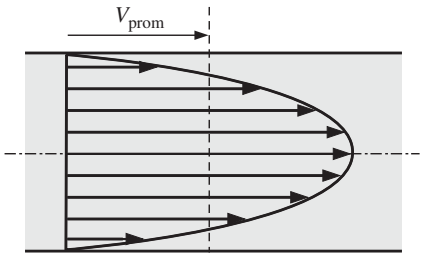


Figura 5-3
La velocidad promedio V_{prom} se define como la rapidez promedio a través de una sección transversal.

Velocidad promedio:
$$V_{\text{prom}} = \frac{1}{A_t} \int_{A_t} V_n \, dA_t \tag{5-4}$$

donde A_t es el área de la sección transversal normal a la dirección del flujo. Note que si la velocidad fuese V_{prom} en toda la sección transversal, el flujo másico sería idéntico al obtenido si se integrara el perfil de velocidad real. Así, para flujo tanto incompresible como compresible donde ρ es uniforme en A_t, la ecuación 5-3 se convierte en

$$\dot{m} = \rho V_{\text{prom}} A_t \qquad (\text{kg/s}) \tag{5-5}$$

Para flujo compresible, se puede considerar a ρ como la densidad promedio en la sección transversal, entonces la ecuación 5-5 se puede usar todavía como una aproximación razonable.

Para simplificar, se elimina el subíndice en la velocidad promedio. A menos que se especifique lo contrario, V denota la velocidad promedio en la dirección del flujo. También, A_t denota el área de la sección transversal normal a la dirección de flujo.

El volumen del fluido que pasa por una sección transversal por unidad de tiempo se llama **flujo volumétrico** $\dot{V}$ (Fig. 5-4) y se expresa como

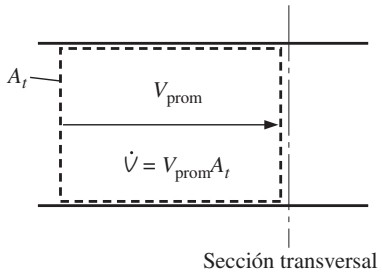


Figura 5-4
El flujo volumétrico es el volumen de fluido que pasa por una sección transversal por unidad de tiempo.

$$\dot{V} = \int_{A_t} V_n \, dA_t = V_{\text{prom}} A_t = V A_t \qquad (\text{m}^3/\text{s}) \tag{5-6}$$

El monje italiano Benedetto Castelli (1577-1644) publicó en 1628 una primera forma de la ecuación 5-6. Observe que la mayor parte de los libros de mecánica de fluidos usa Q en lugar de $\dot{V}$ para el flujo volumétrico. Aquí se emplea $\dot{V}$ para evitar confusión con la transferencia de calor.

Los flujos másico y volumétrico se relacionan mediante

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \frac{\dot{V}}{v} \tag{5-7}$$

donde v es el volumen específico. Esta relación es análoga a $m = \rho V = V/v$, que es la relación entre la masa y el volumen de un fluido contenido en un recipiente.

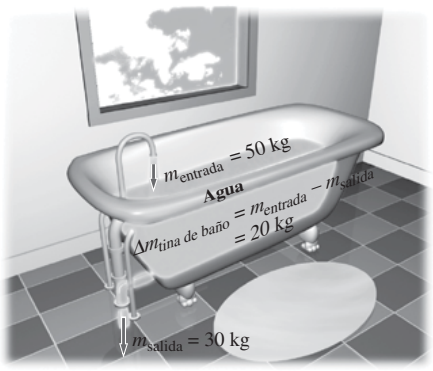


Figura 5-5

Principio de conservación de la masa para una tina de baño ordinaria.

Principio de conservación de la masa

El **principio de conservación de la masa** para un volumen de control se puede expresar como: *la transferencia neta de masa hacia o desde el volumen de control durante un intervalo de tiempo* Δt *es igual al cambio neto (incremento o disminución) en la masa total dentro del volumen de control durante* Δt. Es decir,

$$\begin{pmatrix}\text{Masa total que entra}\\ \text{al VC durante } \Delta t\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Masa total que sale}\\ \text{del VC durante } \Delta t\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Cambio neto de masa}\\ \text{dentro del VC durante } \Delta t\end{pmatrix}$$

o bien,

$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{VC}} \qquad (\text{kg}) \tag{5-8}$$

donde $\Delta m_{\text{VC}} = m_{\text{final}} - m_{\text{inicial}}$ es el cambio en la masa del volumen de control durante el proceso (Fig. 5-5). También se puede expresar en la *forma de tasa* como

$$\dot{m}_{\text{entrada}} - \dot{m}_{\text{salida}} = dm_{\text{VC}}/dt \qquad (\text{kg/s}) \tag{5-9}$$

donde $\dot{m}_{\text{entrada}}$ y $\dot{m}_{\text{salida}}$ son los flujos másicos hacia adentro y hacia afuera del volumen de control, y dm_{VC}/dt es la misma rapidez de cambio de masa con respecto al tiempo dentro de las fronteras del volumen de control. Comúnmente se hace referencia a las ecuaciones 5-8 y 5-9 como **balance de masa** y son aplicables a cualquier volumen de control que experimenta alguna clase de proceso.

Considere un volumen de control de forma arbitraria, como se ilustra en la figura 5-6. La masa de un volumen diferencial dV dentro del volumen de control es $dm = \rho\, dV$. La masa total dentro del volumen de control en cualquier instante t se determina mediante integración como

$$\textit{Masa total dentro del VC:} \qquad m_{\text{VC}} = \int_{\text{VC}} \rho\, dV \tag{5-10}$$

Entonces la rapidez con la que cambia la cantidad de masa dentro del volumen de control, por consiguiente, se puede expresar como

$$\textit{Rapidez de cambio de la masa dentro del VC:} \qquad \frac{dm_{\text{VC}}}{dt} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} \rho\, dV \tag{5-11}$$

Para el caso especial en que ninguna masa cruza la superficie de control (es decir, el volumen de control es semejante a un sistema cerrado), el principio de conservación de la masa se reduce al de un sistema que se puede expresar como $dm_{\text{VC}}/dt = 0$. Esta relación es válida si el volumen de control es fijo, móvil o se deforma.

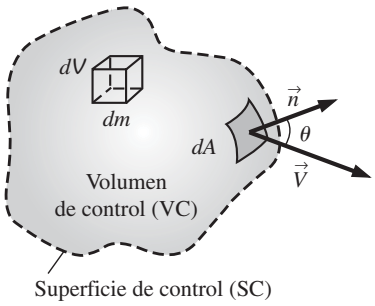


Figura 5-6

Volumen de control diferencial dV y la superficie de control diferencial dA utilizada en la obtención de la relación de conservación de la masa.

Ahora considere flujo másico que entra o sale del volumen de control por un área diferencial dA en la superficie de control de un volumen de control fijo; donde $\vec{n}$ es el vector unitario exterior de dA normal a dA y $\vec{V}$ la velocidad de flujo en dA respecto a un sistema de coordenadas fijo, como se ilustra en la figura 5-6. En general, la velocidad puede cruzar dA a un ángulo θ de la normal de dA, y el flujo másico es proporcional a la componente normal de la velocidad $\vec{V}_n = \vec{V}\cos\theta$ el cual varía de un flujo de salida máximo de $\vec{V}$ para $\theta = 0$ (el flujo es normal a dA) a un mínimo de cero para $\theta = 90°$ (el flujo es tangente a dA) y a un *flujo de entrada* máximo de $\vec{V}$ para $\theta = 180°$ (el flujo es normal a dA pero en dirección contraria). Si se utiliza el concepto del producto punto de dos vectores, la magnitud de la componente normal de la velocidad se puede expresar como

$$\textit{Componente normal de la velocidad:} \qquad V_n = V\cos\theta = \vec{V}\cdot\vec{n} \tag{5-12}$$

El flujo másico por dA es proporcional a la densidad del fluido ρ, la velocidad normal V_n y el área de flujo dA, así que se expresa como

$$\textit{Flujo másico diferencial:} \qquad \delta\dot{m} = \rho V_n\, dA = \rho(V\cos\theta)\, dA = \rho(\vec{V}\cdot\vec{n})\, dA \tag{5-13}$$

El flujo neto que entra o sale del volumen de control por toda la superficie de control se obtiene integrando $\delta\dot{m}$ sobre la totalidad de esta última,

Flujo másico neto:
$$\dot{m}_{\text{neto}} = \int_{SC} \delta\dot{m} = \int_{SC} \rho V_n \, dA = \int_{SC} \rho(\vec{V} \cdot \vec{n}) \, dA \qquad \textbf{(5-14)}$$

Note que $V_n = \vec{V} \cdot \vec{n} = V \cos\theta$ es positivo para $\theta < 90°$ (flujo hacia fuera) y negativo para $\theta > 90°$ (flujo hacia dentro). Por lo tanto, la dirección del flujo se explica de forma automática y la integral de superficie de la ecuación 5-14 da directamente el flujo másico *neto*. Un valor positivo para $\dot{m}_{\text{neto}}$ indica salida neta de flujo y otro negativo indica entrada neta de flujo de masa.

Al reacomodar los términos de la ecuación 5-9 como $dm_{VC}/dt + \dot{m}_{\text{salida}} - \dot{m}_{\text{entrada}} = 0$, la relación de conservación de la masa para un volumen de control fijo se puede expresar como

Conservación general de la masa:
$$\frac{d}{dt}\int_{VC} \rho \, dV + \int_{SC} \rho(\vec{V} \cdot \vec{n}) \, dA = 0 \qquad \textbf{(5-15)}$$

Ésta expresa que *la rapidez de cambio de la masa dentro del volumen de control más el flujo másico neto por la superficie de control es igual a cero*.

Si se divide en dos partes la integral de superficie en la ecuación 5-15, una para los flujos salientes (positiva) y otra para los entrantes (negativa), la relación general de conservación de la masa también se puede expresar como

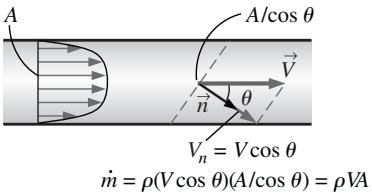
$$\frac{d}{dt}\int_{VC} \rho \, dV + \sum_{\text{salida}} \rho \left| V_n \right| dA - \sum_{\text{entrada}} \rho \left| V_n \right| dA = 0 \qquad \textbf{(5-16)}$$

donde A representa el área para una entrada o salida y el signo de la sumatoria se usa para remarcar que están consideradas *todas* las entradas y salidas. Si se utiliza la definición de flujo másico, la ecuación 5-16 también puede ser expresada como

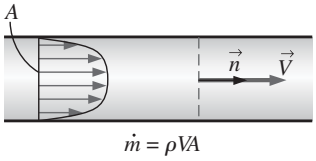
$$\frac{d}{dt}\int_{VC} \rho \, dV = \sum_{\text{entrada}} \dot{m} - \sum_{\text{salida}} \dot{m} \quad \text{o} \quad \frac{dm_{VC}}{dt} = \sum_{\text{entrada}} \dot{m} - \sum_{\text{salida}} \dot{m} \qquad \textbf{(5-17)}$$

Al resolver un problema existe bastante flexibilidad en la sección de un volumen de control. Existen muchas opciones de volumen de control disponibles, pero algunas son más convenientes para trabajar. Una buena elección de un volumen de control puede facilitar en gran medida la solución de un problema aparentemente complicado. Una regla simple al elegir el volumen de control es hacer que la superficie de control sea *normal con respecto al flujo* en todos los puntos donde cruce con el caudal, siempre que sea posible. De esta manera, el producto punto $\vec{V} \cdot \vec{n}$ simplemente se convierte en la magnitud de la velocidad, y la integral $\int_A \rho(\vec{V} \cdot \vec{n}) \, dA$ simplemente se convierte en ρVA (Fig. 5-7).

Las ecuaciones 5-15 y 5-16 son válidas también para volúmenes de control móviles o con deformación siempre y cuando la *velocidad absoluta* $\vec{V}$ se reemplace por la *velocidad relativa* $\vec{V}_r$, que corresponde a la del fluido en relación con la superficie de control.



a) Superficie de control *en ángulo* con respecto al flujo.



b) Superficie de control *normal* con respecto al flujo.

Figura 5-7

Para evitar complicaciones, siempre debe elegirse una superficie de control *normal con respecto al flujo* en todos los puntos donde cruce el caudal, aunque el resultado sea el mismo.

Balance de masa para procesos de flujo estacionario

Durante un proceso de flujo estacionario, la cantidad total de masa contenida dentro de un volumen de control no cambia con el tiempo (m_{VC} = constante). Entonces el principio de conservación de la masa requiere que la cantidad total de masa que entra a un volumen de control sea igual a la cantidad total de masa que sale del mismo. Por ejemplo, para una tobera de manguera de jardín

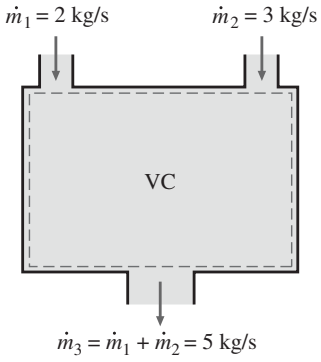


Figura 5-8

Principio de conservación de la masa para un sistema de flujo estacionario con dos entradas y una salida.

que opera de forma estacionaria, la cantidad de agua que entra a ella por unidad de tiempo es igual a la cantidad de agua que sale por unidad de tiempo.

Cuando se trata de procesos de flujo estacionario, el interés no se centra en la cantidad de masa que entra o sale de un dispositivo con el tiempo, pero sí se está interesado en la cantidad de masa que fluye por unidad de tiempo, es decir, *el flujo másico* $\dot{m}$. El *principio de conservación de la masa* para un sistema general de flujo estacionario con entradas y salidas múltiples se puede expresar en forma de tasa como (Fig. 5-8)

$$\textit{Flujo estacionario:} \qquad \sum_{\text{entrada}} \dot{m} = \sum_{\text{salida}} \dot{m} \qquad (\text{kg/s}) \tag{5-18}$$

La que expresa que *la tasa total de masa que entra a un volumen de control es igual a la tasa total de masa que sale del mismo*.

Muchos dispositivos de ingeniería como toberas, difusores, turbinas, compresores y bombas tienen que trabajar con una sola corriente (únicamente una entrada y una salida). En estos casos, el estado de entrada se denota con el subíndice 1 y el de salida con el subíndice 2, y se eliminan los signos de sumatoria. Entonces, para *sistemas de flujo estacionario de una sola corriente* la ecuación 5-18 se reduce a

$$\textit{Flujo estacionario (corriente única):} \qquad \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \rightarrow \quad \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \tag{5-19}$$

Caso especial: flujo incompresible

Las relaciones de conservación de la masa pueden simplificarse aún más cuando el fluido es incompresible, lo cual es el caso en los líquidos. La cancelación de la densidad en ambos lados de la relación general de flujo estacionario da

$$\textit{Flujo incompresible, estacionario:} \qquad \sum_{\text{entrada}} \dot{V} = \sum_{\text{salida}} \dot{V} \qquad (\text{m}^3/\text{s}) \tag{5-20}$$

Para sistemas de flujo estacionario con una sola corriente la ecuación anterior se convierte en

$$\textit{Flujo incompresible, estacionario (corriente única):} \qquad \dot{V}_1 = \dot{V}_2 \rightarrow V_1 A_1 = V_2 A_2 \tag{5-21}$$

Es necesario tener siempre presente que no existe un principio de "conservación del volumen"; por lo tanto, los flujos volumétricos que entran y salen de un dispositivo de flujo estacionario pueden ser diferentes. El flujo volumétrico en la salida de un compresor de aire es mucho menor que el de entrada, aunque el flujo másico de aire por el compresor sea constante (Fig. 5-9). Esto se debe a la mayor densidad del aire en la salida del compresor. Sin embargo, para flujo estacionario de líquidos los flujos volumétricos, así como los másicos, permanecen constantes porque los líquidos son esencialmente sustancias incompresibles (densidad constante). El flujo de agua a través de la tobera de una manguera de jardín ejemplifica este último caso.

El principio de conservación de la masa se basa en observaciones experimentales y requiere que se tome en cuenta toda la masa durante un proceso. Si puede llevar el balance de su chequera con mantener un registro de depósitos y retiros, o simplemente observando el principio de "conservación del dinero", no debe tener dificultad en aplicar el principio de conservación de la masa a sistemas de ingeniería.

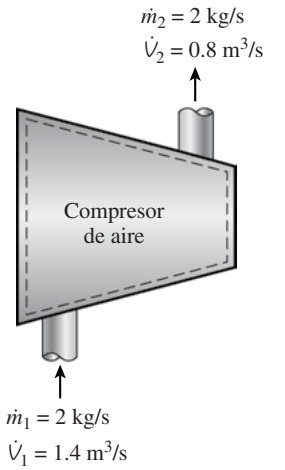


Figura 5-9

Durante un proceso de flujo estacionario, los flujos volumétricos no necesariamente se conservan, aunque sí los flujos másicos.

EJEMPLO 5-1 **Flujo de agua por una boquilla (tobera) de manguera de jardín**

Se usa una manguera de jardín acoplada a una boquilla para llenar una cubeta de 10 galones. El diámetro interior de la manguera es de 2 cm pero se

reduce a 0.8 cm en la salida de la boquilla (Fig. 5-10). Si toma 50 s llenar con agua la cubeta, determine *a*) los flujos volumétrico y másico de agua por la manguera y *b*) la velocidad promedio del agua en la salida de la boquilla.

Solución Se utiliza una manguera de jardín para llenar con agua una cubeta. Se determinarán los flujos volumétrico y másico de agua y la velocidad en la salida.

Suposiciones **1** El agua es una sustancia incompresible. **2** El flujo por la manguera es estacionario. **3** No se desperdicia agua debido a salpicaduras.

Propiedades Se toma la densidad del agua como 1 000 kg/m^3 = 1 kg/L.

Análisis *a*) Dado que 10 galones de agua se descargan en 50 s, los flujos volumétrico y másico del agua son

$$\dot{V} = \frac{V}{\Delta t} = \frac{10 \text{ gal}}{50 \text{ s}}\left(\frac{3.7854 \text{ L}}{1 \text{ gal}}\right) = \mathbf{0.757 \text{ L/s}}$$

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = (1 \text{ kg/L})(0.757 \text{ L/s}) = \mathbf{0.757 \text{ kg/s}}$$

b) El área de la sección transversal de la salida de la boquilla es

$$A_e = \pi r_e^2 = \pi (0.4 \text{ cm})^2 = 0.5027 \text{ cm}^2 = 0.5027 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El flujo volumétrico a través de la manguera y la boquilla es constante. Entonces, la velocidad promedio del agua en la salida de la boquilla se convierte en

$$V_e = \frac{\dot{V}}{A_e} = \frac{0.757 \text{ L/s}}{0.5027 \times 10^{-4} \text{ m}^2}\left(\frac{1 \text{ m}^3}{1\,000 \text{ L}}\right) = \mathbf{15.1 \text{ m/s}}$$

Comentario Se puede demostrar que la velocidad promedio en la manguera es 2.4 m/s; por lo tanto, la boquilla incrementa la velocidad del agua más de seis veces.

Figura 5-10
Representación esquemática del ejemplo 5-1.
Fotografía de John M. Cimbala

EJEMPLO 5-2 Descarga de agua desde un recipiente

Se llena con agua un recipiente cilíndrico para agua de 3 pies de diámetro y 4 pies de alto y cuya parte superior está abierta a la atmósfera. Luego se quita el tapón de descarga de la parte inferior del recipiente y sale un chorro de agua cuyo diámetro es de 0.5 pulg (Fig. 5-11). La velocidad promedio del chorro se determina mediante $V = \sqrt{2gh}$, donde h es la altura del agua dentro del recipiente medida desde el centro del agujero (una variable) y g es la aceleración debida a la gravedad. Determine cuánto tarda en bajar el nivel del agua hasta 2 pies desde el fondo.

Solución Se quita el tapón situado cerca del fondo del recipiente. Se determinará el tiempo que tarda en vaciarse la mitad del contenido del recipiente.

Suposiciones **1** El agua es una sustancia incompresible. **2** La distancia entre el fondo del recipiente y el centro del orificio es insignificante en comparación con la altura del agua. **3** La aceleración gravitacional es 32.2 pies/s^2.

Análisis Se toma el volumen que ocupa el agua como el volumen de control, cuyo tamaño disminuye en este caso a medida que desciende el nivel del agua; por lo tanto se trata de un volumen de control variable (también se le podría tratar como un volumen de control fijo, el cual consiste en el volumen interior del recipiente sin considerar el aire que reemplaza el espacio que deja el agua). Resulta obvio que se trata de un problema de flujo no estacionario puesto que las propiedades (como la cantidad de masa) dentro del volumen de control cambian con el tiempo.

La relación de la conservación de la masa para un volumen de control que experimenta cualquier proceso se expresa en forma de tasa como

$$\dot{m}_{\text{entrada}} - \dot{m}_{\text{salida}} = \frac{dm_{\text{VC}}}{dt} \qquad \textbf{(1)}$$

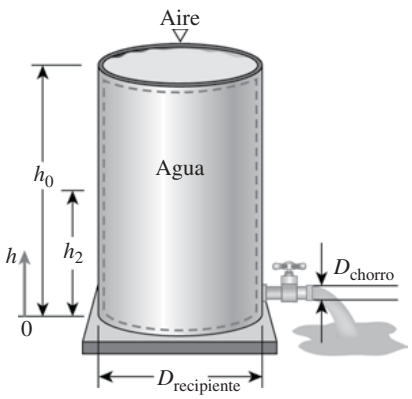


Figura 5-11
Esquema para el ejemplo 5-2.

Durante este proceso no entra masa al volumen de control ($\dot{m}_{\text{entrada}} = 0$), y el flujo másico del agua descargada se puede expresar como

$$\dot{m}_{\text{salida}} = (\rho VA)_{\text{salida}} = \rho\sqrt{2gh}A_{\text{chorro}} \quad \textbf{(2)}$$

donde $A_{\text{chorro}} = \pi D^2_{\text{chorro}}/4$ es el área de la sección transversal del chorro, la cual es constante. Dado que la densidad del agua es constante, en el recipiente la masa de agua en cualquier instante es

$$m_{\text{VC}} = \rho = \rho A_{\text{recipiente}}h \quad \textbf{(3)}$$

donde $A_{\text{recipiente}} = D^2_{\text{recipiente}}/4$ es el área del recipiente cilíndrico. Sustituyendo las ecuaciones 2 y 3 en la relación del balance de masa (ecuación 1), se obtiene

$$-\rho\sqrt{2gh}A_{\text{chorro}} = \frac{d(\rho A_{\text{recipiente}}h)}{dt} \rightarrow -\rho\sqrt{2gh}(\pi D^2_{\text{chorro}}/4) = \frac{\rho(\pi D^2_{\text{recipiente}}/4)\,dh}{dt}$$

Al cancelar las densidades y otros términos comunes y separar las variables, se obtiene

$$dt = \frac{D^2_{\text{recipiente}}}{D^2_{\text{chorro}}}\frac{dh}{\sqrt{2gh}}$$

La integración de $t = 0$ donde $h = h_0$ hasta $t = t$ donde $h = h_2$ da

$$\int_0^t dt = -\frac{D^2_{\text{recipiente}}}{D^2_{\text{chorro}}\sqrt{2g}}\int_{h_0}^{h_2}\frac{dh}{\sqrt{h}} \rightarrow t = \frac{\sqrt{h_0} - \sqrt{h_2}}{\sqrt{g/2}}\left(\frac{D_{\text{recipiente}}}{D_{\text{chorro}}}\right)^2$$

Después de sustituir, el tiempo de descarga es

$$t = \frac{\sqrt{4\text{ pies}} - \sqrt{2\text{ pies}}}{\sqrt{32.2/2\text{ pies/s}^2}}\left(\frac{3 \times 12\text{ pulg}}{0.5\text{ pulg}}\right)^2 = 757\text{ s} = \mathbf{12.6\text{ min}}$$

Por lo tanto, la mitad del depósito se vacía 12.6 minutos después de quitar el tapón del orificio de descarga.

Comentario Usar la misma relación con $h_2 = 0$ da $t = 43.1$ minutos para que se descargue toda el agua. Por lo tanto, vaciar la mitad inferior toma más tiempo que vaciar la superior. Esto se debe a la disminución en la velocidad de descarga promedio del agua con la reducción de h.

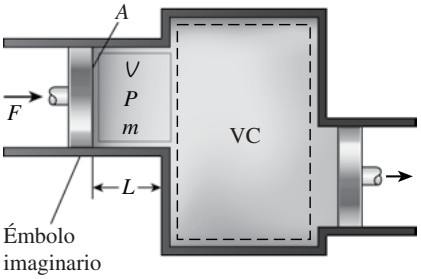


Figura 5-12
Esquema para trabajo de flujo.

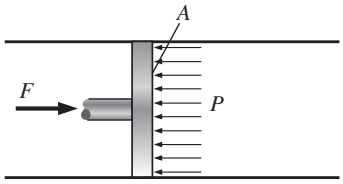


Figura 5-13
En ausencia de aceleración, la fuerza que se aplica a un fluido mediante un émbolo es igual a la fuerza que el fluido aplica al émbolo.

5-2 ▪ Trabajo de flujo y energía de un fluido en movimiento

A diferencia de los sistemas cerrados, en los volúmenes de control hay flujo de masa a través de sus fronteras, y se requiere trabajo para introducirla o sacarla del volumen de control. Este trabajo se conoce como **trabajo de flujo** o **energía de flujo**, y se requiere para mantener un flujo continuo a través de un volumen de control.

A fin de obtener una relación para el trabajo de flujo, considere un elemento de fluido de volumen V como el que se muestra en la figura 5-12. El fluido corriente arriba fuerza inmediatamente a este elemento de fluido a entrar al volumen de control; por lo tanto, se puede considerar como un émbolo imaginario. Es posible elegir el elemento de fluido lo suficientemente pequeño para que tenga propiedades uniformes en todas partes.

Si la presión de fluido es P y el área de la sección transversal del elemento de fluido es A (Fig. 5-13), la fuerza que aplica el émbolo imaginario sobre el elemento de fluido es

$$F = PA \quad \textbf{(5-22)}$$

Para empujar todo el elemento de fluido dentro del volumen de control, esta fuerza debe actuar a lo largo de una distancia L. Así, el trabajo realizado al empujar el elemento de fluido por la frontera (es decir, trabajo de flujo) es

$$W_{\text{flujo}} = FL = PAL = P\forall \qquad \text{(kJ)} \tag{5-23}$$

El trabajo de flujo por unidad de masa se obtiene al dividir ambos lados de esta ecuación entre la masa del elemento de fluido:

$$w_{\text{flujo}} = P\nu \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{5-24}$$

La relación del trabajo de flujo es la misma si se empuja hacia dentro o hacia fuera del volumen de control (Fig. 5-14).

Es interesante que, a diferencia de otras formas de trabajo, el trabajo de flujo se exprese en términos de propiedades. De hecho, es el producto de dos propiedades del fluido; por esta razón algunos lo consideran como una *propiedad de combinación* (como la entalpía) y lo llaman *energía de flujo*, *energía de convección* o *energía de transportación* en lugar de trabajo de flujo. Sin embargo, otros argumentan debidamente que el producto $P\forall$ representa energía sólo para fluidos que fluyen, mientras que no representa ninguna forma de energía para sistemas sin flujo (cerrados). Por lo tanto, se debe tratar como trabajo. No es posible decir con certeza cuándo terminará esta controversia, pero es reconfortante saber que ambos argumentos producen el mismo resultado para la ecuación del balance de energía. En los apartados que siguen se considera que la energía de flujo es parte de la energía de un fluido en movimiento, ya que esto simplifica en gran medida el análisis de energía de volúmenes de control.

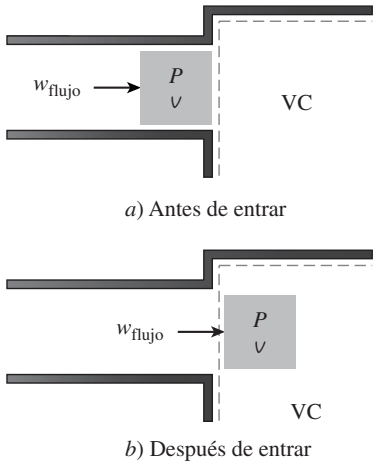


Figura 5-14
El trabajo de flujo es la energía necesaria para meter o sacar un fluido de un volumen de control, y es igual a $P\forall$.

Energía total de un fluido en movimiento

Como se explicó en el capítulo 2, la energía total de un sistema compresible simple consiste en tres partes: energías interna, cinética y potencial (Fig. 5-15). Por unidad de masa, ésta se expresa como

$$e = u + \text{ec} + \text{ep} = u + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{5-25}$$

donde V es la velocidad y z es la elevación del sistema en relación con algún punto externo de referencia.

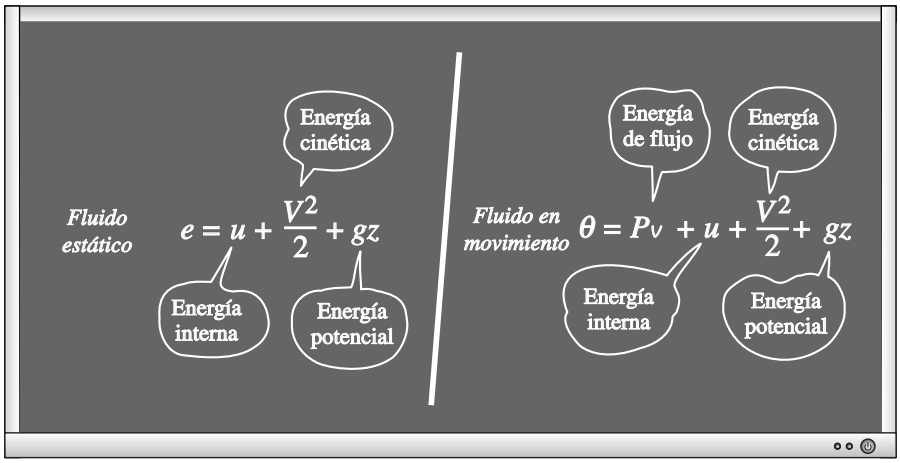


Figura 5-15
La energía total está formada por tres partes para un fluido estático y por cuatro partes para un fluido en movimiento.

El fluido que entra o sale de un volumen de control posee una forma adicional de energía, la *energía de flujo* $P\nu$, como ya se explicó, entonces, la energía total de un **fluido en movimiento** por unidad de masa (denotada por θ) es

$$\theta = P\nu + e = P\nu + (u + \text{ec} + \text{ep}) \tag{5-26}$$

Pero la combinación $P\nu + u$ se definió antes como la entalpía h; así que la relación en la ecuación 5-26 se reduce a

$$\theta = h + \text{ec} + \text{ep} = h + \frac{V^2}{2} + gz \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{5-27}$$

Si, en lugar de la energía interna, se usa la entalpía para representar la energía de un fluido en movimiento, ya no es necesario preocuparse por el trabajo de flujo. La energía relacionada con meter o sacar el fluido del volumen de control se toma en cuenta de modo automático en la entalpía, de hecho ésta es la principal razón para definir la propiedad entalpía. En adelante, la energía de una corriente de fluido que entra o sale de un volumen de control se representa mediante la ecuación 5-27, y no se hará referencia al trabajo de flujo o a la energía de flujo.

Energía transportada por la masa

Como θ es la energía total por unidad de masa, la energía total de un fluido en movimiento de masa m es simplemente $m\theta$, siempre y cuando las propiedades de la masa m sean uniformes. También, cuando una corriente de fluido con propiedades uniformes se mueve a un flujo másico de $\dot{m}$, la tasa de flujo de energía con esa corriente es $\dot{m}\theta$ (Fig. 5-16). Es decir,

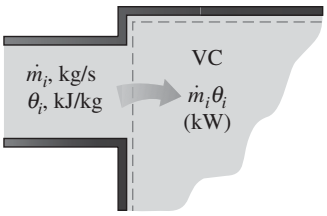


Figura 5-16

El producto $\dot{m}_i\theta_i$ es la energía que la masa transporta hacia el volumen de control por unidad de tiempo.

Cantidad de energía transportada:

$$E_{\text{masa}} = m\theta = m\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) \qquad (\text{kJ}) \tag{5-28}$$

Tasa de energía transportada:

$$\dot{E}_{\text{masa}} = \dot{m}\theta = \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) \qquad (\text{kW}) \tag{5-29}$$

Cuando las energías cinética y potencial de una corriente de fluido son insignificantes, como comúnmente sucede, estas relaciones se simplifican $E_{\text{masa}} = mh$ y $\dot{E}_{\text{masa}} = \dot{m}h$.

En general, no es fácil determinar la energía total que transporta la masa hacia dentro o hacia fuera del volumen de control, ya que las propiedades de la masa en cada entrada o salida podrían estar cambiando con el tiempo así como en la sección transversal. Por lo tanto, la única forma de determinar la energía transportada que pasa por una abertura como resultado del flujo másico es considerar masas diferenciales suficientemente pequeñas dm que tienen propiedades uniformes y sumar sus energías totales durante el flujo.

De nuevo, como θ es la energía total por unidad de masa, la energía total de un fluido en movimiento de masa δm es $\theta\ \delta m$. Entonces la energía total transportada por la masa mediante una entrada o salida ($m_i\theta_i$ y $m_e\theta_e$) se obtiene a través de la integración. En una entrada, por ejemplo, se convierte en

$$E_{\text{entrada,masa}} = \int_{m_i} \theta_i\, \delta m_i = \int_{m_i} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right) \delta m_i \tag{5-30}$$

La mayor parte de los flujos que se encuentran en la práctica se pueden considerar como estacionarios y unidimensionales; por lo tanto, es posible usar las relaciones simples de las ecuaciones 5-28 y 5-29 para representar la energía que transporta una corriente de fluido.

EJEMPLO 5-3 Energía transportada por la masa

Sale vapor de agua de una olla de presión de 4 L cuya presión de operación es 150 kPa (Fig. 5-17). Se observa que la cantidad de líquido en la olla disminuyó 0.6 L en 40 minutos después de imponerse condiciones estacionarias de operación, y que el área de la sección transversal de la abertura de salida es 8 mm^2. Determine *a*) el flujo másico del vapor y la velocidad de salida, *b*) las energías total y de flujo del vapor por unidad de masa y *c*) la tasa a la cual sale la energía de la olla con el vapor.

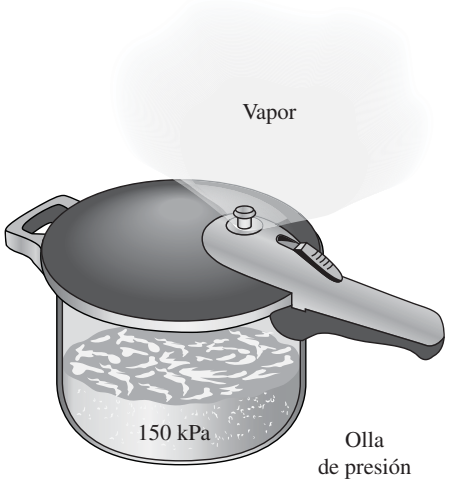


Figura 5-17
Esquema para el ejemplo 5-3.

Solución De una olla de presión sale vapor de agua a una presión especificada. Se determinarán la velocidad, el flujo, las energías total y de flujo y la tasa de transferencia de energía por la masa.

Suposiciones **1** El flujo es estacionario y no se toma en cuenta el periodo de inicio. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes, por lo tanto no se consideran. **3** Todo el tiempo existen condiciones de saturación dentro de la olla, de modo que el vapor sale de ésta como vapor saturado a la presión de la olla.

Propiedades Las propiedades del agua líquida saturada y el vapor de agua a 150 kPa son $v_f = 0.001053$ m^3/kg, $v_g = 1.1594$ m^3/kg, $u_g = 2\,519.2$ kJ/kg y $h_g = 2\,693.1$ kJ/kg (tabla A-5).

Análisis *a*) Una vez establecidas las condiciones estacionarias de operación, existen todo el tiempo condiciones de saturación en una olla de presión; por lo tanto, el líquido tiene las propiedades del líquido saturado y el vapor que sale tiene las del vapor saturado a la presión de operación. La cantidad de líquido que se ha evaporado, el flujo másico del vapor que sale y la velocidad de salida, son

$$m = \frac{\Delta V_{\text{líquido}}}{v_f} = \frac{0.6\ \text{L}}{0.001053\ \text{m}^3/\text{kg}} \left(\frac{1\ \text{m}^3}{1\,000\ \text{L}}\right) = 0.570\ \text{kg}$$

$$\dot{m} = \frac{m}{\Delta t} = \frac{0.570\ \text{kg}}{40\ \text{min}} = 0.0142\ \text{kg/min} = \mathbf{2.37 \times 10^{-4}\ kg/s}$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_g A_t} = \frac{\dot{m} v_g}{A_t} = \frac{(2.37 \times 10^{-4}\ \text{kg/s})(1.1594\ \text{m}^3/\text{kg})}{8 \times 10^{-6}\ \text{m}^2} = \mathbf{34.3\ m/s}$$

b) Como $h = u + Pv$ y que las energías cinética y potencial no son tomadas en cuenta, las energías de flujo y total del vapor que sale son

$$e_{\text{flujo}} = Pv = h - u = 2\,693.1 - 2\,519.2 = \mathbf{173.9\ kJ/kg}$$

$$\theta = h + \text{ec} + \text{ep} \cong h = \mathbf{2\,693.1\ kJ/kg}$$

Observe que la energía cinética en este caso es ec $= V^2/2 = (34.3\ \text{m/s})^2/2 = 588\ \text{m}^2/\text{s}^2 = 0.588$ kJ/kg, la cual es pequeña en comparación con la entalpía.

c) La tasa a la cual la energía sale de la olla por medio de la masa es simplemente el producto del flujo másico y la energía total del vapor saliente por unidad de masa,

$$\dot{E}_{\text{masa}} = \dot{m}\theta = (2.37 \times 10^{-4}\ \text{kg/s})(2\,693.1\ \text{kJ/kg}) = 0.638\ \text{kJ/s} = \mathbf{0.638\ kW}$$

Comentario El valor numérico de la energía que sale de la olla con el vapor no indica mucho porque este valor depende del punto de referencia seleccionado para la entalpía (podría ser negativo). La cantidad importante es la diferencia entre las entalpías del vapor que sale y el líquido que se encuentra dentro (que es h_{fg}), ya que se relaciona de manera directa con la cantidad de energía suministrada a la olla de presión.

5-3 ▪ Análisis de energía de sistemas de flujo estacionario

Un gran número de dispositivos de ingeniería como turbinas, compresores y toberas funcionan durante largos periodos bajo las mismas condiciones una vez completado el periodo de inicio transitorio y establecida la operación estacionaria; y se clasifican como *dispositivos de flujo estacionario* (Fig. 5-18). Los procesos en los que se utilizan estos dispositivos se pueden representar razonablemente bien a través de un proceso un tanto idealizado, llamado **proceso de flujo estacionario**, definido en el capítulo 1 como *un proceso durante el cual un fluido fluye de manera estacionaria por un volumen de control*. Es decir, las propiedades del fluido pueden cambiar de un punto a otro dentro del volumen de control, pero en cualquier punto permanecen constantes durante todo el proceso. (Recuerde, *estacionario* significa *ningún cambio con el tiempo*.)

Figura 5-18

Muchos sistemas de energía como las centrales eléctricas operan en condiciones estacionarias.

© *Malcolm Fife /Getty Images RF.*

Durante un proceso de flujo estacionario, ninguna propiedad intensiva o extensiva *dentro del volumen de control* cambia con el tiempo. Por lo tanto, el volumen V, la masa m y el contenido de energía total E del volumen de control permanecen constantes (Fig. 5-19). Como resultado, el trabajo de frontera es cero para sistemas de flujo estacionario (puesto que V_{VC} = constante), y la masa total o energía que entra al volumen de control debe ser igual a la masa total o energía que sale de él (puesto que m_{VC} = constante y E_{VC} = constante). Estas observaciones simplifican en gran medida el análisis.

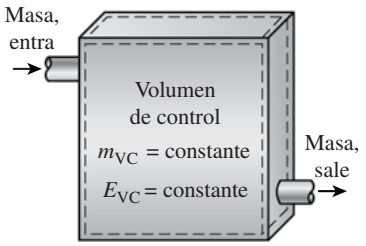


Figura 5-19

En condiciones de flujo estacionario, el contenido de masa y energía de un volumen de control permanecen constantes.

Las propiedades del fluido en una entrada o salida permanecen constantes durante un proceso de flujo estacionario. Sin embargo, las propiedades pueden ser diferentes en entradas y salidas distintas, e incluso podrían variar en la sección transversal de una entrada o salida. No obstante, las propiedades, entre otras la velocidad y la elevación, deben permanecer constantes con el tiempo tanto en un punto fijo como en una entrada o salida. Se deduce entonces que el flujo másico del fluido en una abertura debe permanecer constante durante un proceso de flujo estacionario (Fig. 5-20). Como una simplificación adicional, las propiedades del fluido en una abertura son comúnmente consideradas uniformes (en algún valor promedio) en la sección transversal. Así, las propiedades del fluido en una entrada o salida pueden ser especificadas por los valores promedio únicos. Asimismo, las interacciones de *calor* o *trabajo* entre un sistema de flujo estacionario y sus alrededores no cambian con el tiempo. Por lo tanto, la potencia que entrega un sistema y la tasa de transferencia de calor hacia o desde el sistema permanece constante durante un proceso de flujo estacionario.

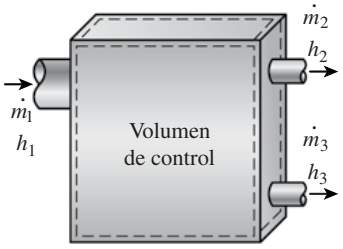


Figura 5-20

En condiciones de flujo estacionario, las propiedades del fluido en una entrada o salida permanecen constantes (no cambian con el tiempo).

El *balance de masa* para un sistema general de flujo estacionario se dio en la sección 5-1 como

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m} = \sum_{\text{salida}} \dot{m} \qquad (\text{kg/s}) \tag{5-31}$$

El balance de masa para un sistema de flujo estacionario de corriente única (con sólo una entrada y una salida) se dio como

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \rightarrow \quad \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \tag{5-32}$$

donde los subíndices 1 y 2 denotan los estados de la entrada y la salida, respectivamente, ρ es la densidad, V la velocidad promedio de flujo en la dirección del flujo y A el área de la sección transversal normal a la dirección del flujo.

Durante un proceso de flujo estacionario, el contenido de energía total de un volumen de control permanece constante (E_{VC} = constante); por lo tanto, el cambio en la energía total del volumen de control es cero ($\Delta E_{VC} = 0$). En consecuencia, la cantidad de energía que entra a un volumen de control en todas las formas (calor, trabajo y masa) debe ser igual a la cantidad de energía

que sale. Entonces, la forma de tasa del balance de energía general se reduce para un proceso de flujo estacionario a

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \overset{\text{0 (estable)}}{\nearrow} = 0 \qquad \textbf{(5-33)}$$

o bien

$$\textit{Balance de energía:} \quad \underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía neta}\\ \text{de entrada por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía neta}\\ \text{de salida por calor, trabajo y masa}}} \quad (\text{kW}) \qquad \textbf{(5-34)}$$

En vista de que la energía se puede transferir por calor, trabajo y masa solamente, el balance de energía en la ecuación 5-34 para un sistema general de flujo estacionario se puede escribir también de manera explícita como

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} + \dot{W}_{\text{entrada}} + \sum_{\text{entrada}} \dot{m}\theta = \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{W}_{\text{salida}} + \sum_{\text{salida}} \dot{m}\theta \qquad \textbf{(5-35)}$$

o bien

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} + \dot{W}_{\text{entrada}} + \sum_{\text{entrada}} \underbrace{\dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{por cada entrada}} = \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{W}_{\text{salida}} + \sum_{\text{salida}} \underbrace{\dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{por cada salida}} \qquad \textbf{(5-36)}$$

dado que la energía de un fluido en movimiento por unidad de masa es $\theta = h + \text{ec} + \text{ep} = h + V^2/2 + gz$. La relación del balance de energía para sistemas de flujo estacionario apareció por vez primera en 1859 en un libro de termodinámica alemán escrito por Gustav Zeuner.

Como ejemplo, considere un calentador eléctrico de agua ordinario en operación estacionaria, como se ilustra en la figura 5-21. Una corriente de agua fría con un flujo másico $\dot{m}$ fluye de forma continua hacia el calentador, mientras otra de agua caliente con el mismo flujo másico sale continuamente del calentador. El calentador de agua (el volumen de control) está perdiendo calor hacia el aire circundante a una tasa de $\dot{Q}_{\text{salida}}$, y el elemento eléctrico de calentamiento suministra trabajo eléctrico (calentamiento) al agua a una tasa de $\dot{W}_{\text{entrada}}$. Con base en el principio de conservación de la energía se puede decir que la corriente de agua experimenta un incremento en su energía total a medida que fluye por el calentador, lo cual es igual a la energía eléctrica suministrada al agua menos las pérdidas de calor.

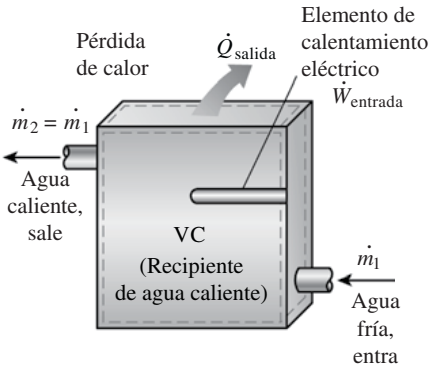


Figura 5-21
Un calentador de agua en operación estacionaria.

La relación del balance de energía recién presentada es de naturaleza intuitiva y es fácil de usar cuando se conocen las magnitudes y direcciones de transferencias de calor y trabajo. Sin embargo, cuando se lleva a cabo un estudio analítico general o se debe resolver un problema relacionado con una interacción desconocida de calor o trabajo, se requiere suponer una dirección para las interacciones de éstos. En tales casos, es práctica común suponer que se transferirá calor *hacia el sistema* (entrada de calor) a una tasa $\dot{Q}$, y que se producirá trabajo *por el sistema* (salida de trabajo) a una tasa $\dot{W}$, para después resolver el problema. La primera ley o relación de balance de energía en el caso de un sistema general de flujo estacionario se convierte en

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\text{salida}} \underbrace{\dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{por cada salida}} - \sum_{\text{entrada}} \underbrace{\dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{por cada entrada}} \qquad \textbf{(5-37)}$$

Obtener una cantidad negativa para $\dot{Q}$ o $\dot{W}$ significa simplemente que la suposición es errónea y se debe invertir. Para dispositivos de una sola corriente, la ecuación del balance de energía de flujo estacionario es

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right] \qquad \textbf{(5-38)}$$

Al dividir la ecuación 5-38 entre $\dot{m}$ se obtiene el balance de energía por unidad de masa como

$$q - w = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad \textbf{(5-39)}$$

donde $q = \dot{Q}/\dot{m}$ y $w = \dot{W}/\dot{m}$ son la transferencia de calor y el trabajo hecho por unidad de masa del fluido de trabajo, respectivamente. Cuando el fluido experimenta cambios insignificantes en sus energías cinética y potencial (es decir, $\Delta ec \cong 0$, $\Delta ep \cong 0$), la ecuación del balance de energía se reduce a

$$q - w = h_2 - h_1 \quad \textbf{(5-40)}$$

Los distintos términos que aparecen en las ecuaciones anteriores son:

$\dot{Q}$ = **tasa de transferencia de calor entre el volumen de control y sus alrededores**. Cuando el volumen de control está perdiendo calor (como en el caso del calentador de agua), $\dot{Q}$ es negativo. Si el volumen de control está bien aislado (es decir, es adiabático), entonces $\dot{Q} = 0$.

$\dot{W}$ = **potencia**. Para dispositivos de flujo estacionario, el volumen de control es constante; por lo tanto, no hay trabajo de frontera. El trabajo requerido para meter y sacar masa del volumen de control se toma en cuenta usando las entalpías para la energía de corrientes de fluido en lugar de energías internas. Entonces $\dot{W}$ representa las formas restantes de trabajo por unidad de tiempo (Fig. 5-22). Muchos dispositivos de flujo estacionario, como turbinas, compresores y bombas, transmiten potencia mediante una flecha, y $\dot{W}$ se convierte simplemente en el trabajo de flecha para esos dispositivos. Si la superficie de control es cruzada por alambres eléctricos (como en el caso del calentador eléctrico de agua), $\dot{W}$ representa el trabajo eléctrico hecho por unidad de tiempo. Si ninguno está presente, entonces $\dot{W} = 0$.

$\Delta h = h_2 - h_1$. El cambio de entalpía de un fluido se determina al leer en las tablas los valores de entalpía en los estados de salida y entrada. Para gases ideales, se puede aproximar mediante $\Delta h = c_{p,\text{prom}}(T_2 - T_1)$. Observe que (kg/s)(kJ/kg) ≡ kW.

$\Delta ec = (V_2^2 - V_1^2)/2$. La unidad de energía cinética es m^2/s^2, la cual es equivalente a J/kg (Fig. 5-23). Comúnmente la entalpía se da en kJ/kg. Para sumar estas dos cantidades, la energía cinética se debe expresar en kJ/kg, lo que se lleva a cabo sin dificultad al dividir entre 1 000. Una velocidad de 45 m/s corresponde a una energía cinética de sólo 1 kJ/kg, un valor muy pequeño comparado con los valores de entalpía encontrados en la práctica. Así, se puede ignorar el término de energía cinética a velocidades bajas. Cuando un fluido entra y sale de un dispositivo de flujo estacionario a más o menos la misma velocidad ($V_1 \cong V_2$), el cambio en la energía cinética es cercano a cero sin importar la velocidad. Sin embargo, se debe tener cuidado a altas velocidades, porque cambios pequeños en estas velocidades pueden causar cambios importantes en la energía cinética (Fig. 5-24).

$\Delta ep = g(z_2 - z_1)$. Para la energía potencial se puede argumentar de manera similar. Un cambio de energía potencial de 1 kJ/kg corresponde a una diferencia de elevación de 102 m; la diferencia de elevación entre la entrada y la salida de la mayor parte de los dispositivos industriales como turbinas y compresores está muy debajo de este valor, por lo que para dichos dispositivos se ignora siempre el término de energía potencial. La única vez que el término de energía potencial cobra relevancia es cuando en el proceso se necesita bombear un fluido a grandes alturas y se tiene interés en la energía de bombeo requerida.

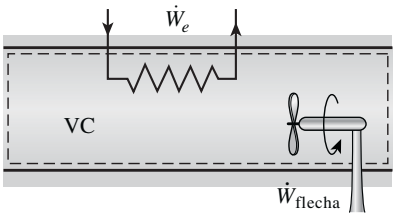


Figura 5-22

En operación estacionaria, los trabajos de flecha y eléctrico son las únicas formas de trabajo en un sistema simple compresible.

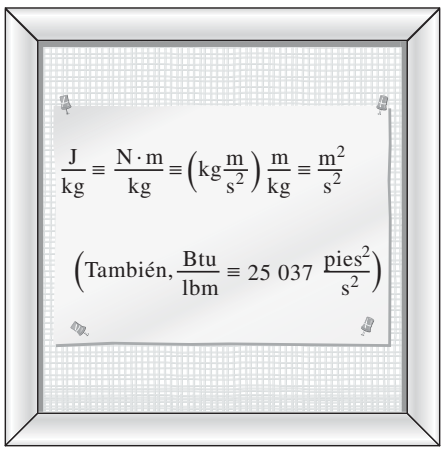


Figura 5-23

Las unidades m^2/s^2 y J/kg son equivalentes.

5-4 ▪ Algunos dispositivos ingenieriles de flujo estacionario

Muchos dispositivos de ingeniería operan en esencia bajo las mismas condiciones durante periodos largos. Por ejemplo, los componentes de una termoeléctrica (turbinas, compresores, intercambiadores de calor y bombas) operan sin parar durante meses antes de detener el sistema para mantenimiento (Fig. 5-25); por lo tanto, pueden ser analizados de manera conveniente como dispositivos de flujo estacionario.

En esta sección se describen algunos dispositivos comunes de flujo estacionario y se analizan algunos aspectos termodinámicos del flujo que pasa por ellos. Los principios de conservación de la masa y de conservación de la energía para estos dispositivos se ilustran con ejemplos.

V_1 m/s	V_2 m/s	Δec kJ/kg
0	45	1
50	67	1
100	110	1
200	205	1
500	502	1

Figura 5-24

A velocidades muy altas, incluso cambios pequeños de velocidad causan cambios importantes en la energía cinética del fluido.

1 Toberas y difusores

Las toberas y los difusores se utilizan generalmente en motores de propulsión por reacción, cohetes, vehículos espaciales e incluso en mangueras de jardín. Una **tobera** es un dispositivo que *incrementa la velocidad de un fluido* a expensas de la presión. Un **difusor** es un dispositivo que *incrementa la presión de un fluido* al desacelerarlo. Es decir, las toberas y los difusores llevan a cabo tareas opuestas. El área de la sección transversal de una tobera disminuye en la dirección de flujo para flujos subsónicos y aumenta para los supersónicos. Lo contrario es cierto para los difusores.

La tasa de transferencia de calor entre el fluido que fluye por una tobera o un difusor y los alrededores es comúnmente muy pequeña ($\dot{Q} \approx 0$) ya que el fluido tiene velocidades altas y por lo tanto no se mantiene suficiente tiempo en el dispositivo como para que ocurra alguna transferencia de calor importante. Las toberas y difusores por lo común no implican trabajo ($\dot{W} = 0$) y cualquier cambio de energía potencial es insignificante ($\Delta ep \cong 0$). Pero las toberas y los difusores normalmente están relacionados con velocidades muy altas, entonces cuando un fluido pasa por alguno de estos dispositivos experimenta grandes cambios en su velocidad (Fig. 5-26). Por lo tanto, se deben tomar en cuenta los cambios de energía cinética al analizar el flujo por estos dispositivos ($\Delta ec \neq 0$).

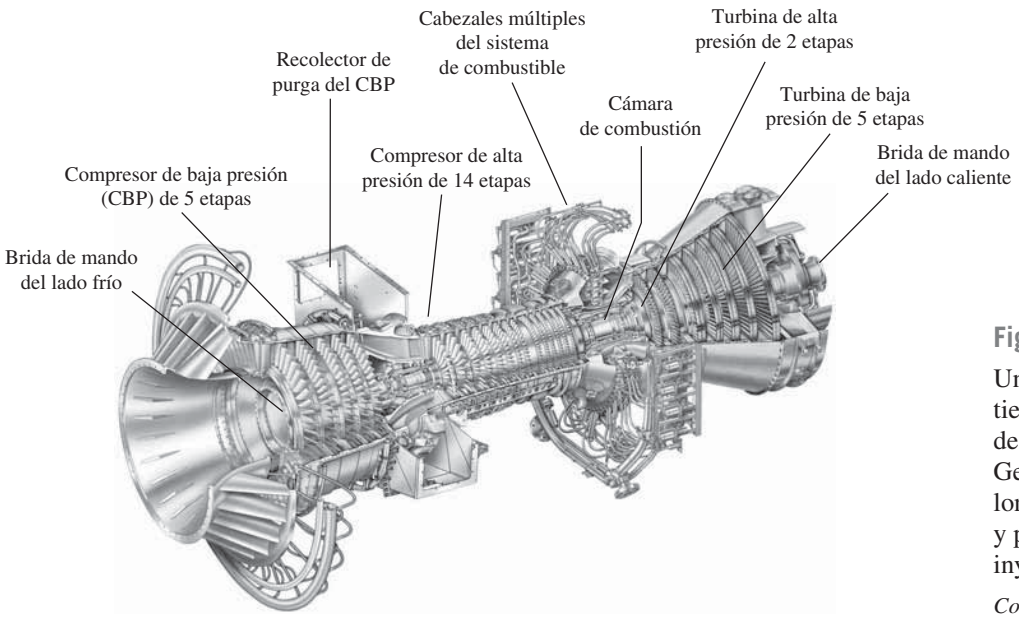


Figura 5-25

Una turbina moderna de gas basada en tierra que se utiliza para la producción de potencia eléctrica. Ésta es una turbina General Electric LM5000. Tiene una longitud de 6.2 m, pesa 12.5 toneladas y produce 55.2 MW a 3 600 rpm, con inyección de vapor.

Cortesía de GE Power Systems

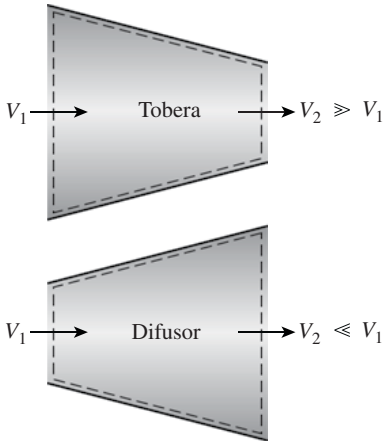


Figura 5-26

La forma de toberas y difusores es tal que causan grandes cambios en la velocidad del fluido y, por lo tanto, en la energía cinética.

Figura 5-27

El difusor del motor de jet mencionado en el ejemplo 5-4.

Fotografía de Yunus Çengel

EJEMPLO 5-4 Desaceleración del aire en un difusor

En el difusor de un motor de propulsión entra en régimen estacionario aire a 10 °C y 80 kPa, con una velocidad de 200 m/s. El área de entrada al difusor es 0.4 m^2. El aire sale del difusor con una velocidad que es muy pequeña comparada con la velocidad de entrada. Determine *a*) el flujo másico del aire y *b*) la temperatura del aire que sale del difusor.

Solución Al difusor de un motor de propulsión por reacción entra aire en régimen estacionario a una velocidad especificada. Se determinarán el flujo másico del aire y la temperatura en la salida del difusor.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con el tiempo en ningún punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$ y $\Delta E_{VC} = 0$. **2** El aire es un gas ideal puesto que está a temperatura alta y presión baja con respecto a sus valores de punto crítico. **3** El cambio de energía potencial es cero, $\Delta ep = 0$. **4** La transferencia de calor es insignificante. **5** La energía cinética en la salida del difusor es insignificante. **6** No hay interacciones de trabajo.

Análisis Se considera al *difusor* como el sistema (Fig. 5-27), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$.

a) Para determinar el flujo másico, primero es necesario hallar el volumen específico del aire. Esto se determina a partir de la relación de gas ideal en las condiciones de entrada:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(283\ \text{K})}{80\ \text{kPa}} = 1.015\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Por lo tanto,

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1} V_1 A_1 = \frac{1}{1.015\ \text{m}^3/\text{kg}} (200\ \text{m/s})(0.4\ \text{m}^2) = \mathbf{78.8\ kg/s}$$

Dado que el flujo es estacionario, el flujo másico a través del difusor permanece constante en este valor.

b) Bajo las suposiciones y observaciones expresadas, el balance de energía para este sistema de flujo estacionario se puede expresar en la forma de tasa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \overset{\text{0 (estable)}}{\nearrow} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2}\right) = \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2}\right) \quad (\text{puesto que } \dot{Q} \cong 0,\ \dot{W} = 0 \text{ y } \Delta ep \cong 0)$$

$$h_2 = h_1 - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

La velocidad de salida de un difusor comúnmente es pequeña comparada con la velocidad de entrada ($V_2 \ll V_1$); por lo tanto, la energía cinética en la salida es insignificante. La entalpía del aire en la entrada del difusor se determina a partir de la tabla del aire (tabla A-17) como

$$h_1 = h_{\text{a 283 K}} = 283.14\ \text{kJ/kg}$$

Sustituyendo, se obtiene

$$h_2 = 283.14 \text{ kJ/kg} - \frac{0 - (200 \text{ m/s})^2}{2}\left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 303.14 \text{ kJ/kg}$$

De la tabla A-17, la temperatura correspondiente a este valor de entalpía es

$$T_2 = \mathbf{303 \text{ K}}$$

Comentario Este resultado muestra que la temperatura del aire se incrementa en cerca de 20 °C a medida que este fluido se desacelera en el difusor. El aumento de temperatura se debe sobre todo a la conversión de energía cinética en energía interna.

EJEMPLO 5-5 Aceleración de vapor en una tobera

A una tobera cuya área de entrada es 0.2 pie^2 entra en forma estacionaria vapor de agua a 250 psia y 700 °F. El flujo másico de vapor por la tobera es 10 lbm/s. El vapor sale de la tobera a 200 psia con una velocidad de 900 pies/s. Las pérdidas de calor desde la tobera por unidad de masa del vapor se estiman en 1.2 Btu/lbm. Determine *a*) la velocidad de entrada y *b*) la temperatura de salida del vapor.

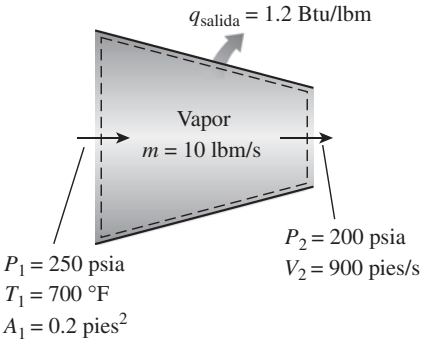


Figura 5-28
Esquema para el ejemplo 5-5.

Solución A una tobera entra vapor de agua en forma estacionaria a un flujo y velocidad especificados. Se determinarán la velocidad de entrada del vapor y la temperatura de salida.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con el tiempo en algún punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$ y $\Delta E_{VC} = 0$. **2** No hay interacciones de trabajo. **3** El cambio de energía potencial es cero, $\Delta ep = 0$.

Análisis Se toma a la *tobera* como el sistema (Fig. 5-28), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$.

a) El volumen específico y la entalpía del calor en la entrada de la tobera son

$$\left.\begin{array}{l} P_1 = 250 \text{ psia} \\ T_1 = 700 \text{ °F} \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} v_1 = 2.6883 \text{ pies}^3/\text{lbm} \\ h_1 = 1\,371.4 \text{ Btu/lbm} \end{array} \qquad \text{(Tabla A-6E)}$$

Entonces,

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1} V_1 A_1$$

$$10 \text{ lbm/s} = \frac{1}{2.6883 \text{ pies}^3/\text{lbm}} (V_1)(0.2 \text{ pies}^2)$$

$$V_1 = \mathbf{134.4 \text{ pies/s}}$$

b) Bajo las suposiciones y observaciones expresadas, el balance de energía para este sistema de flujo estacionario se puede expresar en la forma de tasa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía} \\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \overset{0 \text{ (estable)}}{\nearrow} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2}\right) = \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2}\right) \quad \text{(puesto que } \dot{W} = 0 \text{ y } \Delta ep \cong 0)$$

Al dividir entre el flujo másico $\dot{m}$ y sustituir, h_2 se determina como

$$h_2 = h_1 - q_{\text{salida}} - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

$$= (1\,371.4 - 1.2)\,\text{Btu/lbm} - \frac{(900\ \text{pies/s})^2 - (134.4\ \text{pies/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{Btu/lbm}}{25\,037\ \text{pies}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 1\,354.4\ \text{Btu/lbm}$$

Entonces,

$$\left.\begin{array}{l} P_2 = 200\ \text{psia} \\ h_2 = 1\,354.4\ \text{Btu/lbm} \end{array}\right\} \quad T_2 = \mathbf{662.0\ °F} \qquad \text{(Tabla A-6E)}$$

Comentario Observe que la temperatura del vapor disminuye en 38.0 °F a medida que pasa por la tobera. Esta disminución de temperatura se debe principalmente a la conversión de energía interna en energía cinética. (La pérdida de calor es demasiado pequeña para causar algún efecto importante en este caso.)

Figura 5-29
Álabes de turbina unidas al eje de la turbina.
© *Royalty-Free/Corbis*

2 Turbinas y compresores

En las centrales eléctricas de vapor, gas o en hidroeléctricas, el dispositivo que impulsa al generador eléctrico es la turbina. A medida que el fluido pasa por ésta se hace trabajo contra los álabes, los cuales están unidos a la flecha, la cual a su vez gira y la turbina produce trabajo (Fig. 5-29).

Al igual que las bombas y los ventiladores, los compresores son dispositivos que se utilizan para incrementar la presión de un fluido. A estos dispositivos el trabajo se suministra desde una fuente externa a través de un eje giratorio, por lo tanto los compresores requieren entrada de trabajo. Aun cuando estos tres dispositivos funcionan de manera similar, difieren en las tareas que llevan a cabo. Un *ventilador* se usa sobre todo para movilizar un gas y sólo incrementa ligeramente la presión, mientras que un *compresor* es capaz de comprimir el gas a presiones muy altas. Las *bombas* funcionan de manera muy parecida a los compresores excepto que manejan líquidos en lugar de gases.

Note que las turbinas producen potencia mientras que los compresores, bombas y ventiladores requieren entrada de potencia. La transferencia de calor desde las turbinas por lo general es insignificante ($\dot{Q} \approx 0$) ya que normalmente están bien aisladas. La transferencia de calor es también insignificante para los compresores, a menos que haya enfriamiento intencional. Los cambios de energía potencial son insignificantes para todos estos dispositivos ($\Delta ep \cong 0$); mientras que las velocidades, con excepción de turbinas y ventiladores, son demasiado bajas para causar algún cambio importante en su energía cinética ($\Delta ec \cong 0$). Las velocidades de fluido encontradas en la mayor parte de las turbinas son muy altas, por lo que el fluido experimenta un cambio importante en su energía cinética. Sin embargo, este cambio es por lo regular muy pequeño con respecto al cambio de entalpía, por lo tanto no se toma en cuenta.

EJEMPLO 5-6 **Compresión de aire mediante un compresor**

Aire a 100 kPa y 280 K se comprime en régimen estacionario hasta 600 kPa y 400 K. El flujo másico del aire es 0.02 kg/s y ocurre una pérdida de calor de 16 kJ/kg durante el proceso. Si se supone que los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes, determine la entrada de potencia necesaria al compresor.

Solución Se comprime aire en forma estacionaria mediante un compresor hasta una temperatura y presión especificadas. Se determinará el requerimiento de potencia al compresor.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estacionario puesto que no hay cambio con el tiempo en ningún punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$ y $\Delta E_{VC} = 0$. **2** El aire es un gas ideal porque está a temperatura alta y presión baja en relación con sus valores de punto crítico. **3** Los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta ec = \Delta ep = 0$.

Análisis Se considera al *compresor* como el sistema (Fig. 5-30), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que solamente hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. Asimismo, el sistema cede calor y se suministra trabajo al mismo.

Bajo las suposiciones y observaciones expresadas, el balance de energía para este sistema de flujo estacionario se puede expresar en la forma de tasa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía neta}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \overset{\text{0 (estable)}}{\nearrow} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{W}_{\text{entrada}} + \dot{m}h_1 = \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{m}h_2 \qquad (\text{puesto que } \Delta ec = \Delta ep \cong 0)$$

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = \dot{m}q_{\text{salida}} + \dot{m}(h_2 - h_1)$$

La entalpía de un gas ideal depende sólo de la temperatura, de modo que las entalpías del aire a las temperaturas especificadas se determinan de la tabla para el aire (tabla A-17)

$$h_1 = h_{a\,280\text{ K}} = 280.13 \text{ kJ/kg}$$
$$h_2 = h_{a\,400\text{ K}} = 400.98 \text{ kJ/kg}$$

Sustituyendo, la entrada de potencia al compresor se determina como

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = (0.02 \text{ kg/s})(16 \text{ kJ/kg}) + (0.02 \text{ kg/s})(400.98 - 280.13) \text{ kJ/kg}$$
$$= \mathbf{2.74\ kW}$$

Comentario Observe que la entrada de energía mecánica al compresor se manifiesta mediante un aumento en la entalpía del aire y una pérdida de calor desde el compresor.

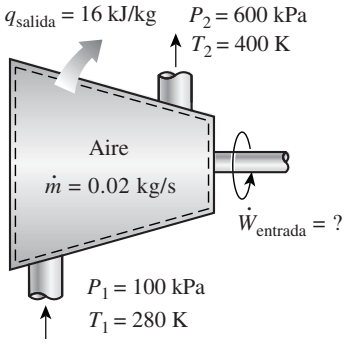


Figura 5-30
Esquema para el ejemplo 5-6.

EJEMPLO 5-7 Generación de potencia mediante una turbina de vapor

La salida de potencia de una turbina de vapor adiabática es 5 MW, mientras que las condiciones de entrada y salida del vapor de agua son como se indica en la figura 5-31.

a) Compare las magnitudes de Δh, Δec y Δep.
b) Determine el trabajo hecho por unidad de masa del vapor de agua que fluye por la turbina.
c) Calcule el flujo másico del vapor.

Solución Están dadas las condiciones de entrada y salida de una turbina de vapor, así como su potencia de salida. Se determinarán los cambios en las energías cinética y potencial y la entalpía del vapor, así como el trabajo hecho por unidad de masa y el flujo másico del vapor.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con el tiempo en ningún punto, de modo que $\Delta m_{VC} = 0$ y $\Delta E_{VC} = 0$. **2** El sistema es adiabático, por lo tanto no hay transferencia de calor.

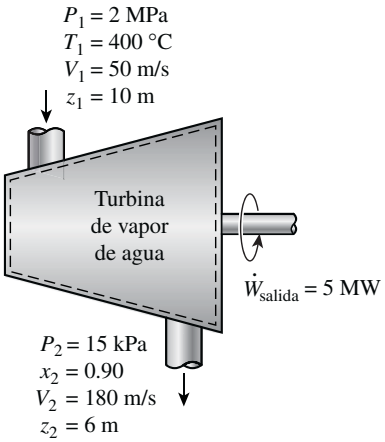


Figura 5-31
Esquema para el ejemplo 5-7.

Análisis Se toma a la *turbina* como el sistema, el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida, así que $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. También, el sistema realiza trabajo. Se tienen las velocidades de entrada y salida y las elevaciones, entonces hay que considerar las energías cinética y potencial.

a) En la entrada, el vapor de agua está en un estado de vapor sobrecalentado, y su entalpía es

$$\left.\begin{matrix} P_1 = 2\ \text{MPa} \\ T_1 = 400\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_1 = 3\,248.4\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

En la salida de la turbina, es obvio que se tiene un vapor húmedo a una presión de 15 kPa. La entalpía en este estado es

$$h_2 = h_f + x_2 h_{fg} = [225.94 + (0.9)(2\,372.3)]\ \text{kJ/kg} = 2\,361.01\ \text{kJ/kg}$$

Entonces

$$\Delta h = h_2 - h_1 = (2\,361.01 - 3\,248.4)\ \text{kJ/kg} = \mathbf{-887.39\ kJ/kg}$$

$$\Delta \text{ec} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} = \frac{(180\ \text{m/s})^2 - (50\ \text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = \mathbf{14.95\ kJ/kg}$$

$$\Delta \text{ep} = g(z_2 - z_1) = (9.81\ \text{m/s}^2)[(6 - 10)\ \text{m}]\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = \mathbf{-0.04\ kJ/kg}$$

b) El balance de energía para este sistema de flujo estacionario se puede expresar en la forma de tasa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía} \\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \overset{0\ \text{(estable)}}{\nearrow} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1\right) = \dot{W}_{\text{salida}} + \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2\right) \qquad \text{(dado que } \dot{Q} = 0\text{)}$$

Al dividir entre el flujo másico $\dot{m}$ y sustituir, el trabajo que realiza la turbina por unidad de masa del vapor se determina por

$$w_{\text{salida}} = -\left[(h_2 - h_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right] = -(\Delta h + \Delta \text{ec} + \Delta \text{ep})$$

$$= -[-887.39 + 14.95 - 0.04]\ \text{kJ/kg} = \mathbf{872.48\ kJ/kg}$$

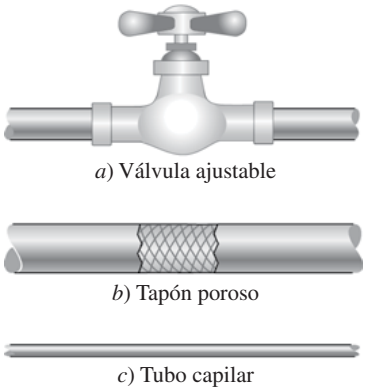
c) El flujo másico requerido para una salida de potencia de 5 MW es

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{\text{salida}}}{w_{\text{salida}}} = \frac{5\,000\ \text{kJ/s}}{872.48\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{5.73\ kg/s}$$

Comentario De estos resultados se pueden hacer dos observaciones. Una es que el cambio de energía potencial es insignificante en comparación con los cambios de entalpía y de energía interna, lo cual es representativo de la mayor parte de los sistemas de ingeniería. Segunda, como resultado de la baja presión y por ende del alto volumen específico, la velocidad del vapor en la salida de la turbina puede ser muy alta. Sin embargo, el cambio de energía cinética es una pequeña fracción del cambio de entalpía (menos de 2 por ciento en este caso) y, por lo tanto, suele ser ignorado.

3 Válvulas de estrangulamiento

Las válvulas de estrangulamiento son *dispositivos de diferentes tipos que restringen el flujo* de un fluido provocando una caída relevante de presión. Algunos ejemplos comunes son válvulas ajustables ordinarias, tubos capilares y tapones porosos (Fig. 5-32). A diferencia de las turbinas, producen una caída de presión sin implicar trabajo. La caída de presión en el fluido suele ir acompañada de una *gran disminución de temperatura*, por esa razón los dispositivos de estrangulamiento son de uso común en aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire. La magnitud de la caída de temperatura (o, a veces, el aumento de temperatura) durante un proceso de estrangulamiento se rige por una propiedad llamada *coeficiente de Joule-Thomson*, analizada en el capítulo 12.


a) Válvula ajustable

b) Tapón poroso

c) Tubo capilar

Figura 5-32

Las válvulas de estrangulamiento son dispositivos que causan grandes caídas de presión en el fluido.

Las válvulas de estrangulamiento son por lo regular dispositivos pequeños, y se puede suponer que el flujo por ellos es adiabático ($q \cong 0$) puesto que no hay suficiente tiempo ni área suficientemente grande para que ocurra alguna transferencia de calor efectiva. Tampoco se realiza trabajo ($w = 0$), y el cambio en la energía potencial, si tiene lugar, es muy pequeño ($\Delta ep \cong 0$). Aun cuando la velocidad de salida sea con frecuencia considerablemente mayor que la velocidad de entrada, en muchos casos el incremento de energía cinética es insignificante ($\Delta ec \cong 0$). Entonces la ecuación de conservación de la energía para este dispositivo de flujo estacionario de una sola corriente se reduce a

$$h_2 \cong h_1 \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{5-41}$$

Es decir, los valores de entalpía en la entrada y la salida de una válvula de estrangulamiento son los mismos. Por esta razón, una válvula de estrangulamiento se denomina a veces *dispositivo isentálpico*. Observe, sin embargo, que para dispositivos de estrangulamiento con grandes áreas de superficie expuestas como en los tubos capilares, la transferencia de calor podría ser importante.

Para comprender mejor de qué manera el estrangulamiento afecta las propiedades del fluido, se expresa la ecuación 5-41 como sigue:

$$u_1 + P_1 v_1 = u_2 + P_2 v_2$$

o bien,

$$\text{Energía interna} + \text{energía de flujo} = \text{constante}$$

Así, el resultado final de un proceso de estrangulamiento depende de cuál de las dos cantidades se incremente durante el proceso. Si el flujo de energía se incrementa durante el proceso ($P_2 v_2 > P_1 v_1$), esto se puede hacer a expensas de la energía interna. Como resultado, la energía interna disminuye, lo cual por lo regular va acompañado de una disminución de temperatura. Si se disminuye el producto Pv, la energía interna y la temperatura de un fluido se incrementarán durante un proceso de estrangulamiento. En el caso de un gas ideal, $h = h(T)$; por lo tanto, la temperatura tiene que permanecer constante durante un proceso de estrangulamiento (Fig. 5-33).

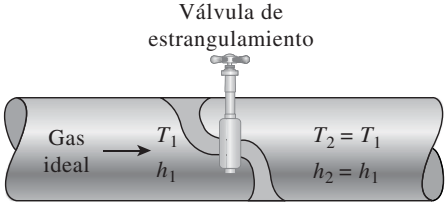


Figura 5-33

La temperatura de un gas ideal no cambia durante un proceso de estrangulamiento ($h =$ constante) porque $h = h(T)$.

EJEMPLO 5-8 Expansión del refrigerante 134a en un refrigerador

Al tubo capilar de un refrigerador entra refrigerante 134a como líquido saturado a 0.8 MPa, el cual se estrangula a una presión de 0.12 MPa. Determine la calidad del refrigerante en el estado final y la disminución de temperatura durante este proceso.

Solución El refrigerante 134a que entra a un tubo capilar como líquido saturado se hace pasar a través de un dispositivo de estrangulamiento a una presión especificada. Se determinará la calidad del refrigerante y la disminución de temperatura a la salida.

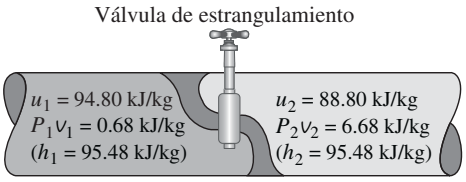


Figura 5-34

Durante un proceso de estrangulamiento, la entalpía (energía de flujo + energía interna) de un fluido permanece constante. Pero las energías interna y de flujo se pueden convertir entre sí.

Suposiciones **1** La transferencia de calor desde el tubo es insignificante. **2** El cambio de energía cinética del refrigerante es insignificante.

Análisis Un tubo capilar es un simple dispositivo que restringe el flujo, el cual se emplea comúnmente en refrigeración para causar una gran caída de presión en el refrigerante. El flujo por un tubo capilar es un proceso de estrangulamiento; así, la entalpía del refrigerante permanece constante (Fig. 5-34).

A la entrada: $P_1 = 0.8$ MPa, líquido sat. $\Rightarrow$ $T_1 = T_{\text{sat a 0.8 MPa}} = 31.31\,^\circ\text{C}$, $h_1 = h_{f\,\text{a 0.8 MPa}} = 95.48$ kJ/kg (Tabla A-12)

A la salida: $P_2 = 0.12$ MPa, $(h_2 = h_1)$ $\longrightarrow$ $h_f = 22.47$ kJ/kg, $h_g = 236.99$ kJ/kg, $T_{\text{sat}} = -22.32\,^\circ\text{C}$

Es evidente que $h_f < h_2 < h_g$; así, el refrigerante sale como un vapor húmedo en el estado de salida. La calidad en este estado es

$$x_2 = \frac{h_2 - h_f}{h_{fg}} = \frac{95.48 - 22.47}{236.99 - 22.47} = \mathbf{0.340}$$

Como el estado de salida es un vapor húmedo a 0.12 MPa, la temperatura de salida debe ser la temperatura de saturación a esta presión, la cual es −22.32 °C. Entonces el cambio de temperatura para este proceso es

$$\Delta T = T_2 - T_1 = (-22.32 - 31.31)^\circ\text{C} = \mathbf{-53.63\ ^\circ C}$$

Comentario Observe que la temperatura del refrigerante disminuye en 53.63 °C durante este proceso de estrangulamiento, que 34.0 por ciento del refrigerante se evapora durante el proceso, y que la energía necesaria para evaporar este refrigerante se absorbe del mismo refrigerante.

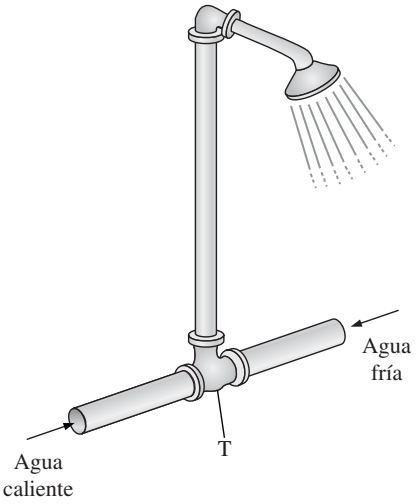


Figura 5-35

La tubería en forma de "T" de una regadera ordinaria sirve como cámara de mezclado para las corrientes de agua caliente y fría.

4*a* Cámaras de mezclado

En las aplicaciones de ingeniería, mezclar dos corrientes de fluido no es raro. La sección donde el proceso de mezclado tiene lugar se conoce como **cámara de mezclado**, la cual no tiene que ser exactamente una "cámara". Una tubería ordinaria en forma de "T" o en "Y" de una regadera, por ejemplo, sirve como cámara de mezclado para las corrientes de agua fría y caliente (Fig. 5-35).

El principio de conservación de la masa para una cámara de mezclado requiere que la suma de los flujos másicos entrantes sea igual al flujo másico de la mezcla saliente.

Las cámaras de mezclado por lo regular están bien aisladas ($q \cong 0$) y normalmente no involucran trabajo ($w = 0$). Asimismo, las energías cinética y potencial de las corrientes de fluido son comúnmente insignificantes (ec $\cong$ 0, ep $\cong$ 0). Entonces lo que queda en la ecuación de la energía son las energías totales de las corrientes entrantes y la mezcla que sale. El principio de conservación de la energía requiere que estas dos sean iguales entre sí; por lo tanto, para este caso la ecuación de conservación de la energía es análoga a la de la conservación de la masa.

EJEMPLO 5-9 Mezclado de agua caliente y fría en una regadera

Se tiene una regadera ordinaria donde se mezclan agua caliente a 140 °F y fría a 50 °F. Se desea suministrar un flujo estacionario de agua tibia a 110 °F. Determine la relación de los flujos másicos de agua caliente y fría. Suponga que las pérdidas de calor desde la cámara de mezclado son insignificantes y que el mezclado ocurre a una presión de 20 psia.

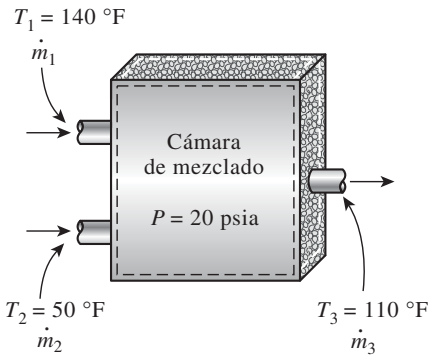


Figura 5-36
Esquema para el ejemplo 5-9.

Solución En una regadera se mezclan agua fría y caliente a una temperatura especificada. Se determinará la relación de los flujos másicos del agua caliente y la fría para una temperatura especificada del flujo resultante.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estable porque no hay cambio con el tiempo en ningún punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$ y $\Delta E_{VC} = 0$. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes, ec ≅ ep ≅ 0. **3** Las pérdidas de calor desde el sistema son insignificantes, por lo tanto $\dot{Q} \cong 0$. **4** No hay interacción de trabajo.

Análisis Se toma a la *cámara de mezclado* como el sistema (Fig. 5-36), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que hay dos entradas y una salida.

Bajo estas suposiciones y observaciones, los balances de masa y energía para este sistema de flujo estacionario se pueden expresar en forma de tasa como:

$$\textit{Balance de masa:} \quad \dot{m}_{\text{entrada}} - \dot{m}_{\text{salida}} = \overbrace{dm_{\text{sistema}}/dt}^{0\ \text{(estable)}} = 0$$

$$\dot{m}_{\text{entrada}} = \dot{m}_{\text{salida}} \rightarrow \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\textit{Balance de energía:} \quad \underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\overbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}^{0\ \text{(estable)}}}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (\text{puesto que } \dot{Q} \cong 0,\ \dot{W} = 0,\ \text{ec} \cong \text{ep} \cong 0)$$

Combinando los balances de energía y masa,

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

Al dividir esta ecuación entre $\dot{m}_2$ se obtiene

$$y h_1 + h_2 = (y + 1) h_3$$

donde $y = \dot{m}_1/\dot{m}_2$ es la relación de flujo másico deseada.

La temperatura de saturación del agua a 20 psia es 227.92 °F. Como las temperaturas de las tres corrientes están por abajo de este valor ($T < T_{sat}$), el agua en las tres corrientes existe como un líquido comprimido (Fig. 5-37), el cual se puede aproximar como uno saturado a la temperatura dada. Así,

$$h_1 \cong h_{f\,\text{a}\,140\,^\circ\text{F}} = 107.99\ \text{Btu/lbm}$$
$$h_2 \cong h_{f\,\text{a}\,50\,^\circ\text{F}} = 18.07\ \text{Btu/lbm}$$
$$h_3 \cong h_{f\,\text{a}\,110\,^\circ\text{F}} = 78.02\ \text{Btu/lbm}$$

Al despejar y, y sustituir, se obtiene

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{78.02 - 18.07}{107.99 - 78.02} = \mathbf{2.0}$$

Comentario El flujo másico del agua caliente debe ser el doble del flujo másico de agua fría para que la mezcla salga a 110 °F.

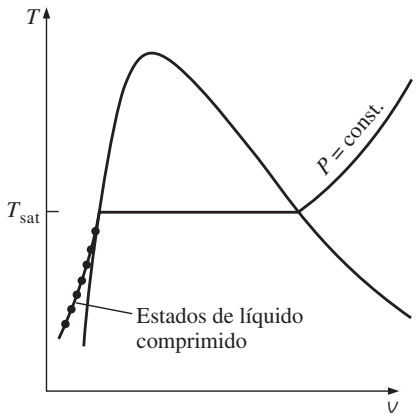


Figura 5-37
Una sustancia existe como un líquido comprimido a temperaturas por debajo de la temperatura de saturación a la presión dada.

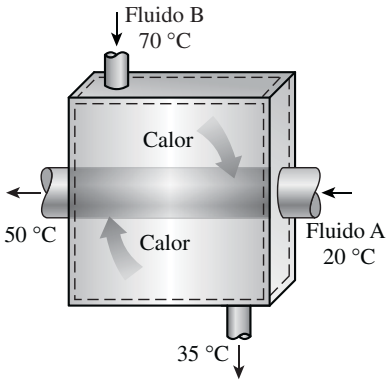


Figura 5-38

Un intercambiador de calor puede ser tan simple como dos tuberías concéntricas.

4*b* Intercambiadores de calor

Como su nombre indica, los **intercambiadores de calor** son dispositivos donde dos corrientes de fluido en movimiento intercambian calor sin mezclado. Los intercambiadores de calor se usan ampliamente en varias industrias y su diseño es variado.

La forma más simple de un intercambiador de calor es un *intercambiador de calor de tubo doble* (conocido también como de *tubo y coraza*), como se muestra en la figura 5-38 y que se compone de dos tubos concéntricos de diámetros distintos. Un fluido corre por el tubo interno mientras otro lo hace en el espacio anular entre ambos tubos. El calor se transfiere del fluido caliente al frío a través de la pared que los separa. Algunas veces el tubo interno tiene un par de vueltas dentro de la coraza para aumentar el área de transferencia de calor y, por consiguiente, la tasa de transferencia de calor. Las cámaras de mezclado analizadas antes se clasifican a veces como intercambiadores de calor de *contacto directo*.

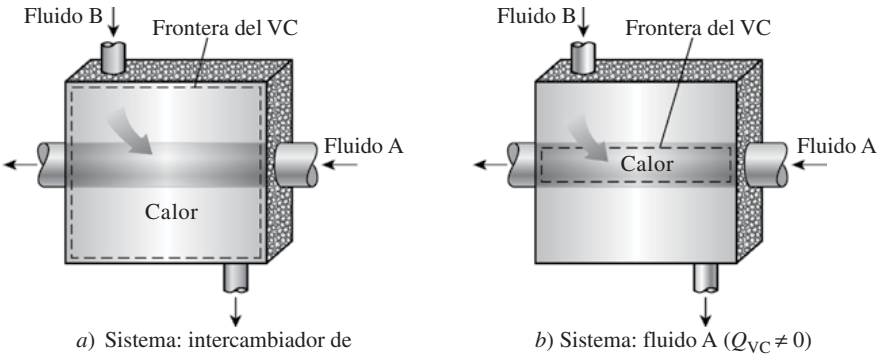
El principio de conservación de la masa para un intercambiador de calor que opera de forma estacionaria requiere que la suma de los flujos másicos de entrada sea igual a la suma de los flujos másicos que salen. Este principio se puede expresar también como sigue: *en operación estacionaria, el flujo másico de cada corriente de fluido que fluye por un intercambiador de calor permanece constante*.

Los intercambiadores de calor comúnmente no tienen que ver con interacciones de trabajo ($w = 0$) y los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes ($\Delta ec \cong 0$, $\Delta ep \cong 0$) para cada corriente de fluido. La tasa de transferencia de calor relacionada con los intercambiadores de calor depende de cómo se selecciona el volumen de control. Los intercambiadores de calor están diseñados para transferencia de calor entre dos fluidos *dentro* del dispositivo, por lo que normalmente la coraza externa está bien aislada para evitar cualquier pérdida de calor hacia el medio circundante.

Cuando todo el intercambiador de calor se selecciona como el volumen de control, $\dot{Q}$ se vuelve cero porque la frontera para este caso queda justo debajo del aislamiento y poco o nada de calor la cruza (Fig. 5-39). Sin embargo, si únicamente se selecciona un fluido como el volumen de control, entonces el calor cruzará esta frontera y pasa de un fluido a otro, y $\dot{Q}$ no será cero. De hecho, $\dot{Q}$ en este caso será la tasa de transferencia de calor entre los dos fluidos.

EJEMPLO 5-10 **Enfriamiento del refrigerante 134a con agua**

Refrigerante 134a se va a enfriar con agua en un condensador. El refrigerante entra al dispositivo con un flujo másico de 6 kg/min a 1 MPa y 70 °C, y sale a 35 °C. El agua de enfriamiento entra a 300 kPa y 15 °C y sale a 25 °C.



a) Sistema: intercambiador de calor completo ($Q_{VC} = 0$)

b) Sistema: fluido A ($Q_{VC} \neq 0$)

Figura 5-39

La transferencia de calor relacionada con un intercambiador de calor puede ser cero o distinta de cero dependiendo de cómo se elija el volumen de control.

Sin considerar las caídas de presión, determine *a*) el flujo másico de agua de enfriamiento requerido y *b*) la tasa de transferencia de calor desde el refrigerante hacia el agua.

Solución Refrigerante 134a se enfría en un condensador por medio de una corriente de agua. Se determinará el flujo másico del agua de enfriamiento y la tasa de transferencia de calor del refrigerante hacia el agua.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con el tiempo en ningún punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$ y $\Delta E_{VC} = 0$. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes, ec $\cong$ ep $\cong 0$. **3** Las pérdidas de calor desde el sistema son insignificantes, así que $\dot{Q} \cong 0$. **4** No hay interacción de trabajo.

Análisis Se toma *todo el intercambiador de calor* como el sistema (Fig. 5-40), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. En general, cuando se trata de dispositivos de flujo estacionario con varias corrientes hay varias posibilidades de selección del volumen de control, y la elección apropiada depende de la situación que se plantea. Se observa que hay dos corrientes de fluido (por lo tanto dos entradas y dos salidas) pero sin mezclado.

a) Bajo estas suposiciones y observaciones, los balances de masa y energía para este sistema de flujo estacionario se pueden expresar en forma de tasa como:

Balance de masa: $$\dot{m}_{\text{entrada}} = \dot{m}_{\text{salida}}$$

para cada corriente de fluido puesto que no hay mezclado. Así,

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_w$$
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_R$$

Balance de energía:
$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \overset{\text{0 (estable)}}{\nearrow} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 \quad (\text{dado que } \dot{Q} \cong 0,\ \dot{W} = 0,\ \text{ec} \cong \text{ep} \cong 0)$$

La combinación de los balances de masa y energía da

$$\dot{m}_w(h_1 - h_2) = \dot{m}_R(h_4 - h_3)$$

Ahora es necesario determinar las entalpías en los cuatro estados. El agua existe como un líquido comprimido en la entrada y la salida ya que las temperaturas en ambos lugares están por abajo de la temperatura de saturación del agua a 300 kPa (133.52 °C). Considerando el líquido comprimido como uno saturado a las temperaturas dadas, se tiene

$$\left.\begin{aligned} h_1 &\cong h_{f\,\text{a}\,15\,^\circ\text{C}} = 62.982\ \text{kJ/kg} \\ h_2 &\cong h_{f\,\text{a}\,25\,^\circ\text{C}} = 104.83\ \text{kJ/kg} \end{aligned}\right\} \quad \text{(Tabla A-4)}$$

El refrigerante entra al condensador como un vapor sobrecalentado y sale como líquido comprimido a 35 °C. De las tablas del refrigerante 134a.

$$\left.\begin{aligned} P_3 &= 1\ \text{MPa} \\ T_3 &= 70\ ^\circ\text{C} \end{aligned}\right\} \quad h_3 = 303.87\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-13)}$$

$$\left.\begin{aligned} P_4 &= 1\ \text{MPa} \\ T_4 &= 35\ ^\circ\text{C} \end{aligned}\right\} \quad h_4 \cong h_{f\,\text{a}\,35\ ^\circ\text{C}} = 100.88\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-11)}$$

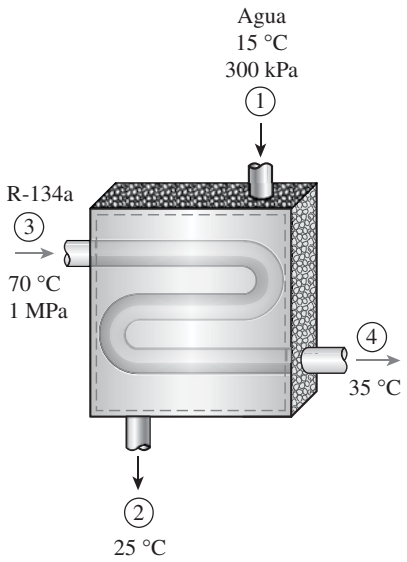


Figura 5-40
Esquema para el ejemplo 5-10.

Al sustituir, se encuentra

$$\dot{m}_w(62.982 - 104.83)\ \text{kJ/kg} = (6\ \text{kg/min})[(100.88 - 303.87)\ \text{kJ/kg}]$$

$$\dot{m}_w = \mathbf{29.1\ kg/min}$$

b) Para determinar la transferencia de calor del refrigerante hacia el agua se tiene que elegir un volumen de control cuya frontera esté sobre la trayectoria de transferencia de calor. Se puede elegir el que ocupa cualquier fluido como el volumen de control. En este caso, se eligió el volumen que ocupa el agua. Se aplican todas las suposiciones expresadas antes, excepto que la transferencia de calor ya no es cero. Entonces, suponiendo que se va a transferir calor hacia el agua, el balance de energía para este sistema de flujo estacionario de una sola corriente se reduce a

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía neta}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} = 0 \quad (\text{0 (estable)})$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{Q}_{w,\,\text{entrada}} + \dot{m}_w h_1 = \dot{m}_w h_2$$

Después de reordenar y sustituir, se obtiene,

$$\dot{Q}_{w,\,\text{entrada}} = \dot{m}_w(h_2 - h_1) = (29.1\ \text{kg/min})[(104.83 - 62.982)\ \text{kJ/kg}]$$

$$= \mathbf{1\ 218\ kJ/min}$$

Comentario Si se hubiera elegido el volumen que ocupa el refrigerante como el de control (Fig. 5-41), se habría obtenido el mismo resultado para $\dot{Q}_{R,\text{salida}}$ ya que el calor que gana el agua es igual al calor que pierde el refrigerante.

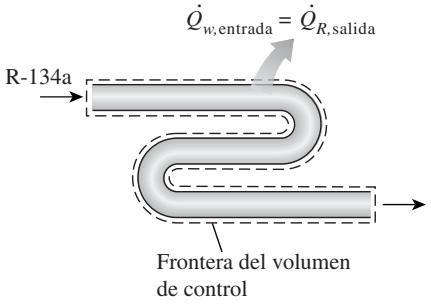


Figura 5-41

En un intercambiador de calor, la transferencia de calor depende de la elección del volumen de control.

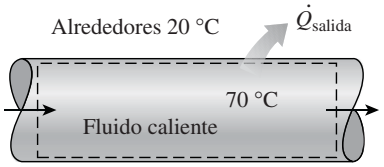


Figura 5-42

Las pérdidas de calor desde un fluido en movimiento por una tubería o ducto no aislado hacia el ambiente más frío podrían ser muy significativas.

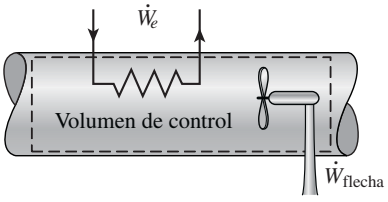


Figura 5-43

El flujo por una tubería o ducto podría implicar más de una forma de trabajo al mismo tiempo.

5 Flujo en tuberías y ductos

El flujo (o la transferencia) de líquidos o gases en tuberías y ductos es de gran importancia en muchas aplicaciones de ingeniería. El flujo por una tubería o ducto comúnmente satisface las condiciones de flujo estacionario, de manera que se puede analizar como un proceso de flujo estacionario. Por supuesto, esto excluye los periodos transitorios de arranque y paro. La selección del volumen de control puede coincidir con la superficie interior de la porción de la tubería o ducto que se desea analizar.

En condiciones normales de operación, la cantidad de calor que gana o pierde el fluido puede ser muy significativa, en particular si la longitud de la tubería o ducto es grande (Fig. 5-42). En algunas ocasiones es deseable la transferencia de calor y es el único propósito que tiene el flujo. Algunos ejemplos de esto son el agua que fluye por las tuberías del horno de una planta de energía, el refrigerante que lo hace por un congelador y el flujo en los intercambiadores de calor. Otras veces la transferencia de calor es poco deseable y las tuberías o ductos se aíslan para evitar cualquier pérdida o ganancia de calor, en particular cuando la diferencia de temperatura entre el fluido que corre y los alrededores es grande. La transferencia de calor en este caso es insignificante.

Si en el volumen de control hay una sección de calentamiento (alambres eléctricos), un ventilador o una bomba (flecha), se deben considerar las interacciones de trabajo (Fig. 5-43), de las que el trabajo del ventilador por lo general es pequeño y con frecuencia se ignora en el análisis de energía.

Las velocidades de flujo en ductos y tuberías son relativamente bajas, por lo que los cambios de energía cinética normalmente son insignificantes. Esto es cierto particularmente cuando el diámetro de la tubería o el ducto es constante y es posible ignorar los efectos de calentamiento. Sin embargo, los cambios de energía cinética pueden ser importantes para el flujo de gas en ductos con áreas de sección transversal variable, sobre todo cuando son significativos los efectos de compresibilidad. El término de energía potencial también puede cobrar relevancia cuando el fluido experimenta un cambio de elevación considerable a medida que fluye por una tubería o ducto.

EJEMPLO 5-11 Calentamiento eléctrico de aire en una casa

Los sistemas de calentamiento eléctricos usados en muchas casas consisten en un simple ducto con calentadores de resistencia, en los que el aire se calienta cuando fluye sobre alambres de resistencia. Considere un sistema de calefacción eléctrico de 15 kW donde el aire entra a la sección de calentamiento a 100 kPa y 17 °C con un flujo volumétrico de 150 m³/min. Si en el ducto el aire pierde calor hacia los alrededores a una tasa de 200 W, determine la temperatura de salida del aire.

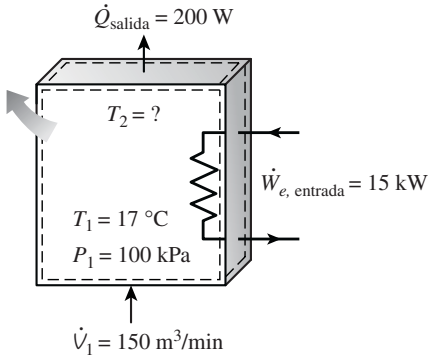


Figura 5-44
Esquema para el ejemplo 5-11.

Solución Se tiene el sistema de calefacción de una casa. La temperatura de salida del aire se determinará para el consumo de potencia eléctrica y el flujo de aire especificados.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con el tiempo en ningún punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$ y $\Delta E_{VC} = 0$. **2** El aire es un gas ideal porque está a una temperatura alta y presión baja en relación con sus valores de punto crítico. **3** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes, $\Delta ec \cong \Delta ep \cong 0$. **4** Para el aire se pueden usar calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Análisis Se considera a la *porción de sección de calentamiento del ducto* como el sistema (Fig. 5-44), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida y, por consiguiente, $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. También, se pierde calor desde el sistema y se suministra trabajo eléctrico al mismo.

A las temperaturas encontradas en aplicaciones de calentamiento y sistemas de aire acondicionado, Δh se puede reemplazar por $c_p\,\Delta T$, donde c_p = 1.005 kJ/kg · °C, el valor a temperatura ambiente, con error insignificante (Fig. 5-45). Entonces el balance de energía para este sistema de flujo estacionario se puede expresar en forma de tasa como

$$\underbrace{\dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{salida}}_{\text{Tasa de transferencia de energía neta por calor, trabajo y masa}} = \underbrace{dE_{sistema}/dt^{\nearrow 0\ (\text{estable})}}_{\text{Tasa de cambio de energías interna, cinética, potencial, etcétera}} = 0$$

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{E}_{salida}$$

$$\dot{W}_{e,entrada} + \dot{m}h_1 = \dot{Q}_{salida} + \dot{m}h_2 \quad (\text{dado que } \Delta ec \cong \Delta ep \cong 0)$$

$$\dot{W}_{e,entrada} - \dot{Q}_{salida} = \dot{m}c_p(T_2 - T_1)$$

De la relación de gas ideal, el volumen específico del aire en la entrada del ducto es

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(290\ \text{K})}{100\ \text{kPa}} = 0.832\ \text{m}^3/\text{kg}$$

El flujo másico del aire por el ducto se determina a partir de

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{150\ \text{m}^3/\text{min}}{0.832\ \text{m}^3/\text{kg}}\left(\frac{1\ \text{min}}{60\ \text{s}}\right) = 3.0\ \text{kg/s}$$

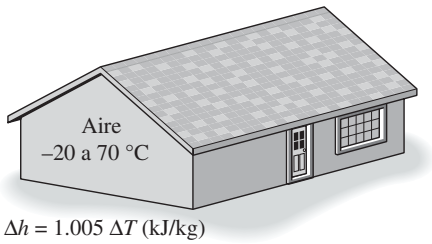


Figura 5-45
El error relacionado con $\Delta h = c_p\,\Delta T$, donde c_p = 1.005 kJ/kg · °C, es menor que 0.5 por ciento para el aire en el intervalo de temperatura entre −20 a 70 °C.

Al sustituir las cantidades conocidas, la temperatura de salida del aire se determina como

$$(15\ \text{kJ/s}) - (0.2\ \text{kJ/s}) = (3\ \text{kg/s})(1.005\ \text{kJ/kg}\cdot°\text{C})(T_2 - 17)°\text{C}$$

$$T_2 = \mathbf{21.9\ °C}$$

Comentario Observe que la transferencia de calor desde el ducto reduce la temperatura de salida del aire.

5-5 ▪ Análisis de procesos de flujo no estacionario

Durante un proceso de flujo estacionario no ocurren cambios dentro del volumen de control; por esto, no hay que preocuparse de lo que sucede dentro de las fronteras. No tener que preocuparse de ningún cambio dentro del volumen de control, con el tiempo simplifica en gran medida el análisis.

Sin embargo, muchos procesos en los que se tiene interés tienen que ver con *cambios* dentro del volumen de control con tiempo. Esta clase de procesos se conocen como de *flujo no estacionario* o *flujo transitorio*. Obviamente, las relaciones de flujo estacionario desarrolladas antes no son aplicables a estos procesos. Cuando se analiza un proceso de flujo no estacionario es importante estar al tanto del contenido de masa y energía del volumen de control, así como de las interacciones de energía a través de la frontera.

Algunos procesos comunes de flujo no estacionario son, por ejemplo, la carga de recipientes rígidos desde líneas de suministro (Fig. 5-46), la descarga de un fluido desde un recipiente presurizado, la propulsión de una turbina de gas con aire a presión almacenado en un gran contenedor, el inflado de neumáticos o globos e incluso la cocción con una olla de presión ordinaria.

A diferencia de los procesos de flujo estacionario, los procesos de flujo no estacionario comienzan y terminan en algún tiempo finito en lugar de continuar indefinidamente. Por lo tanto, en esta sección se abordan los cambios que ocurren en algún intervalo de tiempo Δt en lugar de las tasas de cambios (cambios por unidad de tiempo). En algunos aspectos un sistema de flujo no estacionario es similar a un sistema cerrado, excepto porque la masa dentro de las fronteras del sistema no permanece constante durante un proceso.

Otra diferencia entre sistemas de flujo estacionario y no estacionario es que los primeros son fijos en espacio, tamaño y forma, pero los segundos no (Fig. 5-47); están fijos en el espacio, pero pueden tener fronteras móviles y por lo tanto trabajo de frontera.

El *balance de masa* para cualquier sistema que experimenta algún proceso se puede expresar como (véase sección 5-1)

$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}} \quad (\text{kg}) \tag{5-42}$$

donde $\Delta m_{\text{sistema}} = m_{\text{final}} - m_{\text{inicial}}$ es el cambio en la masa del sistema. Para volúmenes de control, también se puede expresar de manera más explícita como

$$m_i - m_e = (m_2 - m_1)_{\text{VC}} \tag{5-43}$$

donde i = entrada, e = salida, 1 = estado inicial y 2 = estado final del volumen de control. Con frecuencia uno o más términos de la ecuación anterior son cero. Por ejemplo, $m_i = 0$ si durante el proceso no entra masa al volumen

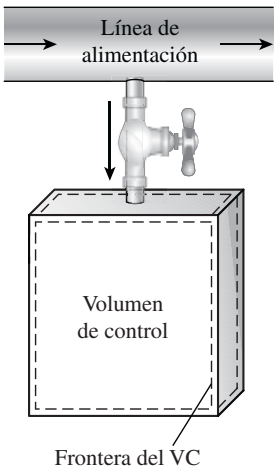


Figura 5-46
La carga de un recipiente rígido desde una línea de suministro es un proceso de flujo no estacionario porque tiene relación con cambios en el volumen de control.

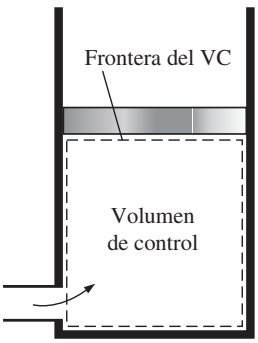


Figura 5-47
La forma y el tamaño de un volumen de control podrían cambiar durante un proceso de flujo no estacionario.

de control, $m_e = 0$ si no sale masa y $m_1 = 0$ si al inicio se evacua el volumen de control.

El contenido de energía de un volumen de control cambia con el tiempo durante un proceso de flujo estacionario, y la magnitud de este cambio depende de la cantidad de transferencia de energía como calor y trabajo a través de las fronteras del sistema, así como de la cantidad de energía que transporta la masa dentro y fuera del volumen de control durante el proceso. Al analizar un proceso de flujo no estacionario se debe mantener un registro del contenido de energía del volumen de control así como de las energías de las corrientes de flujo que entran y salen.

El balance de energía general se dio antes como

$$\textit{Balance de energía:}\quad \underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia de energía}\\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \quad (\text{kJ}) \qquad \textbf{(5-44)}$$

El proceso general de flujo no estacionario es comúnmente difícil de analizar porque las propiedades de la masa en las entradas y salidas pueden cambiar durante un proceso. Sin embargo, la mayor parte de los procesos de flujo no estacionario se pueden representar razonablemente bien mediante **procesos de flujo uniforme**, en los que se utiliza la siguiente idealización: *el flujo de fluido en cualquier entrada o salida es uniforme y estacionario; por lo tanto, las propiedades del fluido no cambian con el tiempo o con la posición en la sección transversal de una entrada o salida. Si cambian, se promedian y se tratan como constantes para todo el proceso.*

Observe que a diferencia de los sistemas de flujo estacionario, el estado de uno no estacionario podría cambiar con el tiempo; y que el estado de la masa que sale del volumen de control en cualquier instante es el mismo que el de la masa en el volumen de control en ese instante. Las propiedades iniciales y finales del volumen de control se pueden determinar con base en los estados inicial y final especificados por completo mediante dos propiedades intensivas independientes para sistemas simples compresibles.

Entonces, el balance de energía para un sistema de flujo uniforme se puede expresar de forma explícita como

$$\left(Q_{\text{entrada}} + W_{\text{entrada}} + \sum_{\text{entrada}} m\theta\right) - \left(Q_{\text{salida}} + W_{\text{salida}} + \sum_{\text{salida}} m\theta\right) = (m_2 e_2 - m_1 e_1)_{\text{sistema}} \qquad \textbf{(5-45)}$$

donde $\theta = h + \text{ec} + \text{ep}$ es la energía de una corriente de fluido en alguna entrada o salida por unidad de masa, y $e = u + \text{ec} + \text{ep}$ es la energía en el fluido estático dentro del volumen de control por unidad de masa. Cuando los cambios de energía cinética y potencial relacionados con el volumen de control y las corrientes de fluido son insignificantes, como normalmente sucede, el balance de energía anterior se simplifica a

$$Q - W = \sum_{\text{salida}} mh - \sum_{\text{entrada}} mh + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{\text{sistema}} \qquad \textbf{(5-46)}$$

donde $Q = Q_{\text{neto,entrada}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}$ es la entrada neta de calor y $W = W_{\text{neto,salida}} = W_{\text{salida}} - W_{\text{entrada}}$ es la salida neta de trabajo. Note que si no entra ni sale masa del volumen de control durante un proceso ($m_i = m_e = 0$ y $m_1 = m_2 = m$), esta ecuación se reduce a la relación del balance de energía para sistemas cerrados (Fig. 5-48). Observe también que en un sistema de flujo no estacionario puede haber trabajo de frontera así como trabajo eléctrico y de flecha (Fig. 5-49).

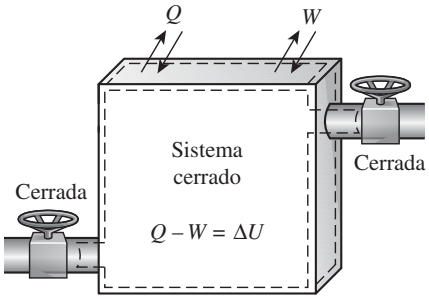


Figura 5-48
La ecuación de la energía de un sistema de flujo uniforme se reduce a la de un sistema cerrado cuando todas las entradas y salidas están cerradas.

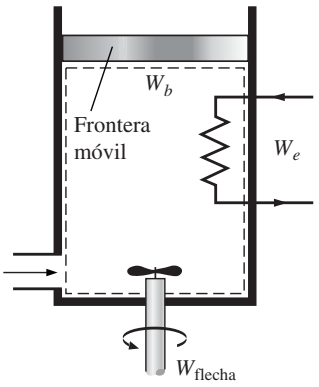


Figura 5-49
En un sistema de flujo uniforme podría haber al mismo tiempo trabajos eléctrico, de flecha y de frontera.

Aunque los procesos de flujo estacionario y flujo uniforme son un poco idealizados, muchos procesos reales se pueden aproximar razonablemente bien mediante uno de éstos con resultados satisfactorios. El grado de satisfacción depende de la precisión deseada y el grado de validez de las suposiciones hechas.

EJEMPLO 5-12 Carga de recipiente rígido con vapor de agua

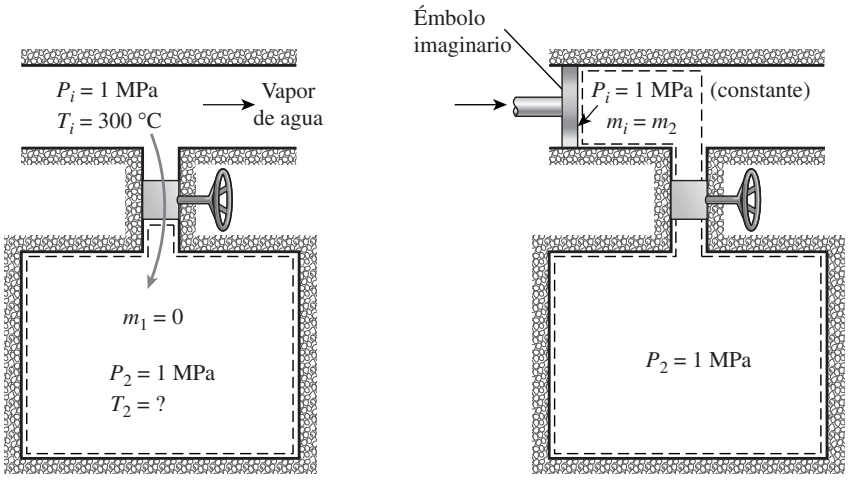
Un recipiente rígido, aislado, que al inicio se evacua, está conectado mediante una válvula a una línea de suministro que lleva vapor de agua a 1 MPa y 300 °C. Se abre la válvula y se permite que el vapor fluya de manera lenta al recipiente hasta que la presión alcanza 1 MPa, punto en el que se cierra la válvula. Determine la temperatura final del vapor en el recipiente.

Solución Se abre una válvula que conecta un recipiente inicialmente evacuado a una línea de vapor de agua, y éste fluye hasta que la presión interna aumenta hasta alcanzar el nivel de presión de la línea. Se determinará la temperatura final en el recipiente.

Suposiciones **1** Este proceso se puede analizar como un *proceso de flujo uniforme* porque las propiedades del vapor que entra al volumen de control permanecen constantes durante todo el proceso. **2** Las energías cinética y potencial de las corrientes son insignificantes, ec $\cong$ ep $\cong$ 0. **3** El recipiente es estacionario, por consiguiente sus cambios de energía cinética y potencial son cero; es decir, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $\Delta E_{sistema} = \Delta U_{sistema}$. **4** No hay interacciones de trabajo de frontera, eléctrico o de flecha. **5** El recipiente está bien aislado, por lo tanto no hay transferencia de calor.

Análisis Se toma al *recipiente* como el sistema (Fig. 5-50), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que éste es un proceso de flujo no estacionario ya que los cambios ocurren dentro del volumen de control. Al inicio se evacua el volumen de control, así que $m_1 = 0$ y $m_1u_1 = 0$. También, se observa que para el flujo de masa hay una entrada y ninguna salida.

En vista de que las energías microscópicas de los fluidos en movimiento y estático se representan mediante la entalpía h y la energía interna u, respectivamente, los balances de masa y energía para este sistema de flujo uniforme se pueden expresar como



a) Flujo de vapor de agua hacia un recipiente evacuado

b) Equivalencia del sistema cerrado

Figura 5-50
Esquema para el ejemplo 5-12.

Balance de masa: $m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}} \rightarrow m_i = m_2 - \overset{\nearrow 0}{m_1} = m_2$

Balance de energía: $\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$

$$m_i h_i = m_2 u_2 \quad (\text{dado que } W = Q = 0, \text{ec} \cong \text{ep} \cong 0, m_1 = 0)$$

De la combinación de los balances de masa y energía, se obtiene

$$u_2 = h_i$$

Es decir, la energía interna final del vapor de agua en el recipiente es igual a la entalpía del vapor que entra al recipiente. La entalpía del vapor en el estado de entrada es

$$\left.\begin{matrix} P_i = 1 \text{ MPa} \\ T_i = 300\,^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_i = 3\,051.6 \text{ kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

que es igual a u_2. Como se conocen dos propiedades en el estado final, éste se encuentra especificado y su temperatura se determina de la misma tabla como

$$\left.\begin{matrix} P_2 = 1 \text{ MPa} \\ u_2 = 3\,051.6 \text{ kJ/kg} \end{matrix}\right\} \quad T_2 = \mathbf{456.1\,^\circ\text{C}}$$

Comentario Note que la temperatura del vapor de agua en el recipiente se incrementó en 156.1 °C, resultado que puede sorprender al principio, y del que es posible preguntarse de dónde salió la energía para aumentar la temperatura del vapor. La respuesta se encuentra en el término entalpía $h = u + Pv$. Parte de la energía que representa la entalpía es la energía de flujo Pv, la cual se convierte en energía interna sensible una vez que deja de existir el flujo en el volumen de control; esto se muestra como un aumento de temperatura (Fig. 5-51).

Solución alternativa También es posible resolver este problema si se considera la región dentro del recipiente y la masa destinada a entrar al recipiente como un sistema cerrado, como se ilustra en la figura 5-50*b*). Puesto que ninguna masa cruza las fronteras, es apropiado considerar esto como un sistema cerrado.

Durante el proceso, el vapor de agua corriente arriba (el émbolo imaginario) empujará al vapor encerrado en la línea de suministro hacia el recipiente a una presión constante de 1 MPa. Entonces, el trabajo de frontera hecho durante este proceso es

$$W_{b,\text{entrada}} = -\int_1^2 P_i\, dV = -P_i(V_2 - V_1) = -P_i[V_{\text{recipiente}} - (V_{\text{recipiente}} + V_i)]$$
$$= P_i V_i$$

donde V_i es el volumen que ocupa el vapor antes de que entre al recipiente y P_i es la presión en la frontera móvil (la cara del émbolo imaginario). El balance de energía para el sistema cerrado da

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia de energía neta}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$W_{b,\text{entrada}} = \Delta U$$
$$m_i P_i v_i = m_2 u_2 - m_i u_i$$
$$u_2 = u_i + P_i v_i = h_i$$

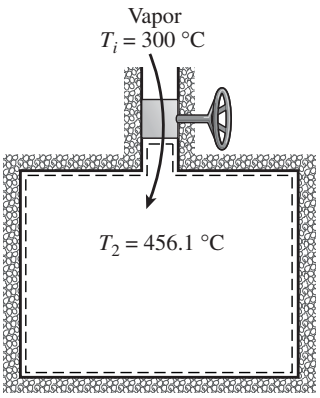


Figura 5-51

La temperatura del vapor de agua aumenta de 300 a 456.1 °C cuando entra al recipiente, como resultado de energía de flujo que se convierte en energía interna.

dado que el estado inicial del sistema son simplemente las condiciones de línea del vapor. Este resultado es idéntico al obtenido con el análisis de flujo uniforme. Una vez más, el aumento de temperatura se debió a la denominada energía de flujo o trabajo de flujo, que es la energía requerida para mover el fluido durante el flujo.

EJEMPLO 5-13 Descarga de aire mantenido a temperatura constante

Un recipiente rígido aislado de 8 m^3 contiene aire a 600 kPa y 400 K. Una válvula conectada al tanque está ahora abierta, y se deja escapar aire hasta que la presión en el interior caiga a 200 kPa. La temperatura del aire durante el proceso se mantiene constante mediante un calentador de resistencia eléctrica colocado en el recipiente. Determine la energía eléctrica suministrada al aire durante este proceso.

Solución Se permite escapar aire a presión en un tanque rígido aislado, a temperatura constante, hasta que la presión interior se reduzca a un valor especificado. Se debe determinar la energía eléctrica suministrada al aire.

Suposiciones **1** Éste es un proceso no estacionario, ya que las condiciones dentro del dispositivo cambian durante el proceso; pero se puede analizar como un proceso de flujo uniforme, ya que las condiciones de salida permanecen constantes. **2** Las energías cinética y potencial permanecen constantes. **3** El recipiente está aislado, por lo que la transferencia térmica es insignificante. **4** El aire es un gas ideal con calores específicos variables.

Análisis Consideramos como sistema el contenido del tanque, que es un volumen de control, ya que la masa cruza el límite del sistema (Fig. 5-52). Observando que las energías microscópicas de los fluidos que fluyen y que no fluyen están representadas por la entalpía h y la energía interna u, respectivamente, los balances de masa y energía para este sistema de flujo uniforme se pueden expresar como

Balance de masa:
$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}} \quad \rightarrow \quad m_e = m_1 - m_2$$

Balance de energía:
$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$W_{e,\text{entrada}} - m_e h_e = m_2 u_2 - m_1 u_1 \quad (\text{ya que } Q \cong \text{ec} \cong \text{ep} \cong 0)$$

La constante de los gases para el aire es R = 0.287 kPa · m^3/kg · K (tabla A-1). Las masas inicial y final del aire en el recipiente y la cantidad descargada se determinan, a partir de la relación de gas ideal, como

$$m_1 = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(600\ \text{kPa})(8\ \text{m}^3)}{(0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(400\ \text{K})} = 41.81\,\text{kg}$$

$$m_2 = \frac{P_2 V_2}{RT_2} = \frac{(200\ \text{kPa})(8\ \text{m}^3)}{(0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(400\ \text{K})} = 13.94\,\text{kg}$$

$$m_e = m_1 - m_2 = 41.81 - 13.94 = 27.87\,\text{kg}$$

La entalpía y la energía interna del aire a 400 K son h_e = 400.98 kJ/kg y $u_1 = u_2$ = 286.16 kJ/kg (tabla A-17). La energía eléctrica suministrada al aire se determina, a partir del balance de energía, como

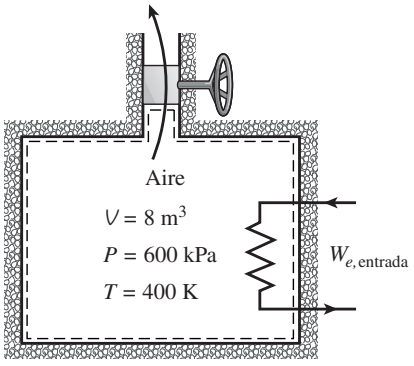


Figura 5-52
Esquema para el ejemplo 5-13.

$$W_{e,\text{entrada}} = m_e h_e + m_2 u_2 - m_1 u_1$$
$$= (27.87\ \text{kg})(400.98\ \text{kJ/kg}) + (13.94\ \text{kg})(286.16\ \text{kJ/kg}) - (41.81\ \text{kg})(286.16\ \text{kJ/kg})$$
$$= 3\,200\ \text{kJ} = \mathbf{0.889\ kWh}$$

como 1 kWh = 3 600 kJ.

Comentario Si la temperatura del aire descargado cambia durante el proceso, el problema se puede resolver con exactitud razonable evaluando h_e a la temperatura promedio de descarga $T_e = (T_2 + T_1)/2$, y tratándola como constante.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Ecuación general de energía

Una de las leyes fundamentales de la naturaleza es la **primera ley de la termodinámica**, conocida también como **principio de conservación de la energía**, la cual provee una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de energía y sus interacciones. Establece que *la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; sólo cambia de formas*.

El contenido de energía de una cantidad fija de masa (un sistema cerrado) puede cambiar mediante dos mecanismos: *transferencia de calor Q* y *transferencia de trabajo W*. Entonces, la conservación de energía para una cantidad fija de masa se puede expresar en la forma de tasa como

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dE_{\text{sistema}}}{dt} \quad \text{o} \quad \dot{Q} - \dot{W} = \frac{d}{dt}\int_{\text{sistema}} \rho e\, dV \qquad \textbf{(5-47)}$$

donde $\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{neto,entrada}} = \dot{Q}_{\text{entrada}} - \dot{Q}_{\text{salida}}$ es la tasa neta de transferencia de calor hacia el sistema (negativa, si viene del sistema), $\dot{W} = \dot{W}_{\text{neto,salida}} = \dot{W}_{\text{salida}} - \dot{W}_{\text{entrada}}$ es la salida de potencia neta del sistema en todas las formas (negativa, si la potencia entra) y dE_{sistema}/dt es la tasa de cambio del contenido de energía total del sistema. El punto sobre la letra significa variación respecto al tiempo. Para sistemas simples compresibles, la energía total consiste en las energías interna, cinética y potencial, y se expresa por unidad de masa como

$$e = u + \text{ec} + \text{ep} = u + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \textbf{(5-48)}$$

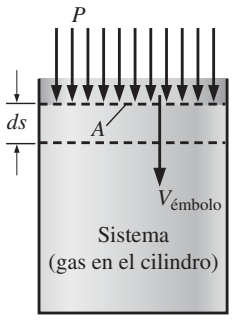
Observe que la energía total es una propiedad y su valor no cambia excepto que cambie el estado del sistema.

Una interacción de energía es *calor* si su fuerza motriz es una diferencia de temperatura, y es *trabajo* si se relaciona con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia, como se explicó en el capítulo 2. En un sistema puede haber varias formas de trabajo, y el trabajo total se expresa como

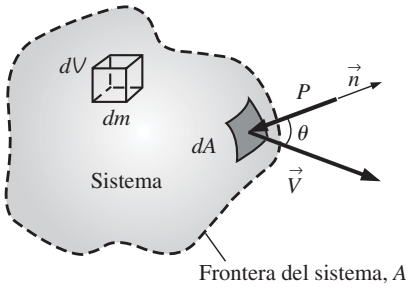
$$W_{\text{total}} = W_{\text{flecha}} + W_{\text{presión}} + W_{\text{viscoso}} + W_{\text{otro}} \qquad \textbf{(5-49)}$$

donde W_{flecha} es el trabajo transmitido mediante una flecha giratoria, $W_{\text{presión}}$ es el trabajo que realizan las fuerzas de presión sobre la superficie de control, W_{viscoso} es el trabajo que llevan a cabo las componentes normal y de corte de fuerzas viscosas en la superficie de control y W_{otro} es el trabajo que hacen

* Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.



a)



b)

Figura 5-53

La fuerza de presión que actúa en *a*) la frontera móvil de un sistema en un dispositivo de cilindro-émbolo y *b*) el área de superficie diferencial de un sistema de forma arbitraria.

otras fuerzas como la eléctrica, magnética y la tensión superficial, las cuales son importantes para sistemas simples compresibles y no se consideran en este texto. Tampoco se considera W_{viscoso} ya que comúnmente es pequeño respecto a otros términos en el análisis del volumen de control. Sin embargo, se debe tener presente que en un análisis detallado de turbomaquinaria podría ser necesario considerar el trabajo que realizan las fuerzas de corte cuando las aspas o los álabes cortan el fluido.

Trabajo hecho por fuerzas de presión

Considere un gas que se está comprimiendo en un dispositivo de cilindro-émbolo como el mostrado en la figura 5-53*a*). Cuando el émbolo se mueve hacia abajo una distancia diferencial *ds* bajo la influencia de la fuerza de presión *PA*, donde *A* es el área de sección transversal del émbolo, el trabajo de frontera hecho *sobre* el sistema es $\delta W_{\text{frontera}} = PA\, ds$. Al dividir ambos lados de esta relación entre el intervalo de tiempo diferencial *dt*, se obtiene la variación del trabajo de frontera con respecto al tiempo (es decir, *potencia*),

$$\delta \dot{W}_{\text{presión}} = \delta \dot{W}_{\text{frontera}} = PAV_{\text{émbolo}}$$

donde $V_{\text{émbolo}} = ds/dt$ es la velocidad del émbolo, la cual es la velocidad de la frontera móvil en la cara del émbolo.

Ahora se tiene una porción de fluido (un sistema) de forma arbitraria que se mueve con el flujo y se puede deformar bajo la influencia de la presión, como se ilustra en la figura 5-53*b*). La presión actúa siempre hacia dentro y normal a la superficie, y la fuerza de presión que actúa sobre un área diferencial *dA* es *P dA*. Nuevamente, como el trabajo es la fuerza multiplicada por la distancia y la distancia recorrida por unidad de tiempo es la velocidad, el trabajo por unidad de tiempo que realizan las fuerzas de presión en esta parte diferencial del sistema es

$$\delta \dot{W}_{\text{presión}} = P\, dA\, V_n = P\, dA(\vec{V} \cdot \vec{n}) \qquad \textbf{(5-50)}$$

dado que la componente normal de la velocidad por el área diferencial *dA* es $V_n = V \cos\theta = \vec{V} \cdot \vec{n}$. Note que $\vec{n}$ es la normal exterior de *dA* y, por lo tanto, la cantidad $\vec{V} \cdot \vec{n}$ es positiva para expansión y negativa para compresión. La tasa total de trabajo que llevan a cabo las fuerzas de presión se obtiene al integrar $\delta \dot{W}_{\text{presión}}$ en toda la superficie *A*,

$$\dot{W}_{\text{presión,salida neta}} = \int_A P(\vec{V} \cdot \vec{n})\, dA = \int_A \frac{P}{\rho}\, \rho(\vec{V} \cdot \vec{n})\, dA \qquad \textbf{(5-51)}$$

A partir de estas explicaciones, la transferencia neta de potencia se puede expresar como

$$\dot{W}_{\text{neta,salida}} = \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} + \dot{W}_{\text{presión,salida neta}} = \dot{W}_{\text{flecha, salida neta}} + \int_A P(\vec{V} \cdot \vec{n})\, dA \qquad \textbf{(5-52)}$$

Entonces, la forma de la tasa de la relación de conservación de la energía para un sistema cerrado se convierte en

$$\dot{Q}_{\text{neta,entrada}} - \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} - \dot{W}_{\text{presión,salida neta}} = \frac{dE_{\text{sistema}}}{dt} \qquad \textbf{(5-53)}$$

Con la finalidad de obtener una relación para la conservación de energía de un *volumen de control*, se aplica el teorema de transporte de Reynolds reemplazando la propiedad extensiva *B* con la energía total *E*, y su propiedad inten-

siva asociada b con la energía total por unidad de masa e, la cual es $e = u + \text{ec} + \text{ep} = u + V^2/2 + gz$ (Fig. 5-54). Esto produce

$$\frac{dE_{\text{sis}}}{dt} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} e\rho\, d\forall + \int_{\text{SC}} e\rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})A \qquad \textbf{(5-54)}$$

Al sustituir el lado izquierdo de la ecuación 5-53 en la 5-54, la forma general de la ecuación de la energía que se aplica a volúmenes de control fijos, móviles o que se deforman, es

$$\dot{Q}_{\text{neta,entrada}} - \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} - \dot{W}_{\text{presión,salida neta}} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} e\rho\, d\forall + \int_{\text{SC}} e\rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})\, dA \qquad \textbf{(5-55)}$$

la cual se puede expresar como

$$\left(\begin{array}{c}\text{Tasa neta de transferencia}\\ \text{de energía hacia un VC}\\ \text{por transferencia de calor}\\ \text{y trabajo}\end{array}\right) = \left(\begin{array}{c}\text{Tasa de cambio respecto}\\ \text{al tiempo del contenido}\\ \text{de energía del VC}\end{array}\right) + \left(\begin{array}{c}\text{Flujo neto de salida}\\ \text{de energía de la superficie}\\ \text{de control mediante}\\ \text{flujo másico}\end{array}\right)$$

Aquí $\vec{V}_r = \vec{V} - \vec{V}_{\text{SC}}$ es la velocidad del fluido en relación con la superficie de control, y el producto $\rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})\, dA$ representa el flujo másico que entra o sale del volumen de control a través del elemento de área dA. Nuevamente, como $\vec{n}$ es la normal exterior de dA, la cantidad $\vec{V}_r \cdot \vec{n}$ y por lo tanto el flujo másico, son positivos para el flujo que sale y negativos para el que entra.

Al sustituir la integral de superficie para la tasa de trabajo de presión de la ecuación 5-51 en la 5-55 y combinarla con la integral de superficie de la derecha, se obtiene

$$\dot{Q}_{\text{neta,entrada}} - \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} e\rho\, d\forall + \int_{\text{SC}} \left(\frac{P}{\rho} + e\right)\rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})\, dA \qquad \textbf{(5-56)}$$

Ésta es una forma muy conveniente para la ecuación de la energía, ya que ahora el trabajo de presión se combina con la energía del fluido que cruza la superficie de control y ya no es necesario lidiar con el trabajo de presión.

El término $P/\rho = P\forall = w_{\text{flujo}}$ es el *trabajo de flujo*, que es el trabajo relacionado con empujar un fluido hacia dentro o fuera de un volumen de control por unidad de masa. Observe que la velocidad del fluido en una superficie sólida es igual a la velocidad de la superficie sólida como resultado de la condición de no deslizamiento, mientras que es cero para superficies estáticas. Como resultado, el trabajo de presión a lo largo de las porciones de la superficie de control que coinciden con superficies sólidas estáticas es cero. Por lo tanto, el trabajo de presión para volúmenes de control fijos puede existir sólo a lo largo de la parte imaginaria de la superficie de control donde el fluido entra y sale del volumen de control (es decir, entradas y salidas).

Esta ecuación no es conveniente para resolver problemas de ingeniería prácticos debido a las integrales, en consecuencia es deseable rescribirla en términos de velocidades promedio y flujos másicos a través de entradas y salidas. Si $P/\rho + e$ es casi uniforme en una entrada o salida, se puede sacar de la integral. Como $\dot{m} = \int_{A_t} \rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})\, dA_t$ es el flujo másico en una entrada o salida, la tasa de energía que entra o sale por la entrada o la salida se puede aproximar como $\dot{m}(P/\rho + e)$. Entonces, la ecuación de energía se convierte en (Fig. 5-55)

$$\dot{Q}_{\text{neta,entrada}} - \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} e\rho\, d\forall + \sum_{\text{salida}} \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + e\right) - \sum_{\text{entrada}} \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + e\right) \qquad \textbf{(5-57)}$$

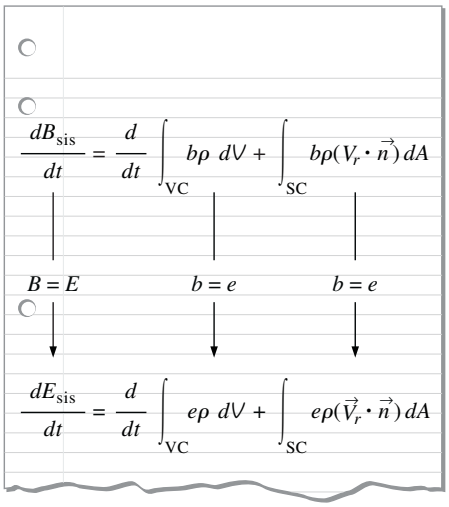


Figura 5-54

La ecuación de la conservación de la energía se obtiene reemplazando una propiedad extensiva B en el teorema de transporte de Reynolds por la energía E, y su propiedad intensiva relacionada b por e (Ref. 3).

Figura 5-55

En un problema de ingeniería representativo, el volumen de control podría tener muchas entradas y salidas; la energía ingresa en cada entrada y sale en cada salida. La energía también entra al volumen de control a través de la transferencia neta de calor y del trabajo neto de flecha.

donde $e = u + V^2/2 + gz$ es la energía total por unidad de masa para el volumen de control y las corrientes de flujo. Entonces,

$$\dot{Q}_{\text{neta,entrada}} - \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} e\rho \, dV + \sum_{\text{salida}} \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + u + \frac{V^2}{2} + gz\right) - \sum_{\text{entrada}} \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + u + \frac{V^2}{2} + gz\right) \quad \textbf{(5-58)}$$

o bien,

$$\dot{Q}_{\text{neta,entrada}} - \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} e\rho \, dV + \sum_{\text{salida}} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) - \sum_{\text{entrada}} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) \quad \textbf{(5-59)}$$

donde se usó la definición de entalpía $h = u + Pv = u + P/\rho$. Las dos últimas ecuaciones son expresiones bastante generales de la conservación de la energía, pero su uso aún está limitado al flujo uniforme en entradas y salidas, así como al trabajo insignificante ocasionado por fuerzas viscosas y otros efectos. También, el subíndice "neta,entrada" significa "transferencia neta", por lo tanto cualquier transferencia de calor o trabajo es positiva si es *hacia* el sistema y negativa si es *desde* el sistema.

RESUMEN

El *principio de conservación de la masa* establece que la transferencia neta de masa hacia o desde un sistema durante un proceso es igual al cambio neto (incremento o disminución) en la masa total del sistema durante ese proceso, y se expresa como

$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}} \quad \text{y} \quad \dot{m}_{\text{entrada}} - \dot{m}_{\text{salida}} = dm_{\text{sistema}}/dt$$

donde $\Delta m_{\text{sistema}} = m_{\text{final}} - m_{\text{inicial}}$ es el cambio en la masa del sistema durante el proceso, $\dot{m}_{\text{entrada}}$ y $\dot{m}_{\text{salida}}$ son las tasas totales de flujo másico que entran y salen del sistema, y dm_{sistema}/dt es la tasa de cambio de la masa dentro de las fronteras del sistema. Las relaciones anteriores se conocen también como balance de masa y son aplicables a cualquier sistema que experimenta alguna clase de proceso.

La cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo se llama *flujo másico*, y se expresa como

$$\dot{m} = \rho V A$$

donde ρ es la densidad del fluido, V es la velocidad promedio del fluido normal a A, y A es la sección transversal normal a la dirección del flujo. El volumen del fluido en movimiento a través de una sección transversal por unidad de tiempo se denomina *flujo volumétrico* y se expresa como

$$\dot{V} = VA = \dot{m}/\rho$$

El trabajo requerido para empujar una unidad de masa de fluido hacia dentro o hacia fuera de un volumen de control se llama *trabajo de flujo* o *energía de flujo*, y se expresa como $w_{\text{flujo}} = Pv$. En el análisis de volúmenes de control es conveniente combinar en la *entalpía* con las energías de flujo e interna. Entonces la energía total de un fluido en movimiento se expresa como

$$\theta = h + \text{ec} + \text{ep} = h + \frac{V^2}{2} + gz$$

La energía total que transporta un fluido en movimiento de masa m con propiedades uniformes es $m\theta$. La tasa de transportación de energía mediante un fluido con un flujo másico de $\dot{m}$ es $\dot{m}\theta$. Cuando son insignificantes las energías cinética y potencial de una corriente de fluido, la cantidad y la tasa de transportación de energía se convierten en $E_{\text{masa}} = mh$ y $\dot{E}_{\text{masa}} = \dot{m}h$, respectivamente.

La *primera ley de la termodinámica* es en esencia una expresión del principio de conservación de la energía, conocida también como *balance de energía*. Los balances generales de masa y energía para *cualquier sistema* que experimenta *cualquier proceso* se pueden expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambios en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

También es posible expresarlo en *forma de tasa* como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

Los procesos termodinámicos relacionados con volúmenes de control se pueden considerar en dos grupos: procesos de flujo estacionario y de flujo no estacionario. Durante un *proceso de flujo estacionario*, el fluido pasa por el volumen de

control de forma estacionaria, sin experimentar cambios con el tiempo en una posición fija. El contenido de masa y energía del volumen de control permanecen constantes durante un proceso de flujo estacionario. Si se considera que la transferencia de calor *hacia* el sistema y el trabajo realizado *por* el sistema son cantidades positivas, las ecuaciones de conservación de la masa y la energía para procesos de flujo estacionario se expresan como

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m} = \sum_{\text{salida}} \dot{m}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \underbrace{\sum_{\text{salida}} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{para cada salida}} - \underbrace{\sum_{\text{entrada}} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{para cada entrada}}$$

Éstas son las formas más generales de las ecuaciones para procesos de flujo estacionario. Para sistemas de una sola corriente (una entrada y una salida) como toberas aceleradoras, difusores, turbinas, compresores y bombas, las ecuaciones se simplifican a

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \rightarrow \frac{1}{v_1} V_1 A_1 = \frac{1}{v_2} V_2 A_2$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right]$$

En estas relaciones, los subíndices 1 y 2 denotan los estados de entrada y salida, respectivamente.

La mayor parte de los procesos de flujo no estacionario se pueden modelar como un *proceso de flujo uniforme*, el cual requiere que el flujo del fluido en cualquier entrada o salida sea uniforme y estacionario, así que las propiedades del fluido no cambian con el tiempo o con la posición en la sección transversal de una entrada o salida. De lo contrario, se promedian y se tratan como constantes durante todo el proceso. Cuando los cambios de energía cinética y potencial relacionados con el volumen de control y las corrientes de fluido son insignificantes, las relaciones de balance de masa y energía para un sistema de flujo uniforme se expresan como

$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}}$$

$$Q - W = \sum_{\text{salida}} mh - \sum_{\text{entrada}} mh + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{\text{sistema}}$$

donde $Q = Q_{\text{neto,entrada}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}$ es la entrada neta de calor y $W = W_{\text{neto,salida}} = W_{\text{salida}} - W_{\text{entrada}}$ es la salida de trabajo neto.

Al resolver problemas termodinámicos, se recomienda usar para todos los problemas la forma general del balance de energía $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$ y simplificarla para los problemas particulares en lugar de usar las relaciones específicas dadas aquí para procesos diferentes.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, versión SI, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993.
2. ASHRAE, *Handbook of Refrigeration*, versión SI, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1994.
3. Y.A. Çengel y J.M. Cimbala, *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*, 3a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 2014.

PROBLEMAS*

Conservación de la masa

5-1C ¿Cuándo es estacionario el flujo que pasa por un volumen de control?

5-2C Defina los flujos másico y volumétrico. ¿Cómo se relacionan entre sí?

5-3C ¿La cantidad de masa que entra a un volumen de control tiene que ser igual a la cantidad de masa que sale durante un proceso de flujo no estacionario?

5-4C Considere un dispositivo con una entrada y una salida. Si los flujos volumétricos en la entrada y en la salida son iguales, ¿el flujo por este dispositivo es necesariamente estable? ¿Por qué?

5-5 El ventilador del baño de un edificio tiene una razón de flujo volumétrico de 30 L/s y está en continuo funcionamiento. Si la densidad del aire interior es de 1.20 kg/m^3, determine la masa de aire que se saca en un día.

5-6E Aire con una densidad de 0.078 lbm/pie^3 ingresa al ducto de un sistema de aire acondicionado a una razón de flujo volumétrico de 450 pies^3/min. Si el diámetro del ducto es de 10 pulg, determine la velocidad del aire en la entrada del ducto y la razón del flujo másico del aire.

5-7 Aire a 200 kPa y 20 °C ingresa constantemente por una tubería de 28 cm de diámetro con una velocidad de 5 m/s. Al fluir el aire es calentado, y sale de la tubería a 180 kPa y 40 °C. Determine *a*) la razón de flujo volumétrico del aire en la entrada, *b*) la razón de flujo másico del aire y *c*) la velocidad y razón del flujo volumétrico a la salida.

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto, y se exhorta a los alumnos a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono ⓒ son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

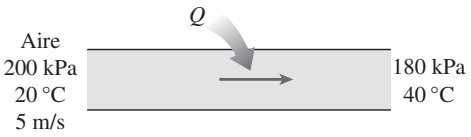


Figura P5-7

5-8E Un compresor de flujo uniforme se usa para comprimir helio de 15 psia y 70 °F en la entrada a 200 psia y 600 °F en la salida. El área de salida y la velocidad son 0.01 pies^2 y 100 pies/s, respectivamente, y la velocidad de entrada es de 50 pies/s. Determine el flujo másico y el área de entrada.
Respuestas: 0.0704 lbm/s, 0.133 pies^2

5-9 Un recipiente rígido de 2 m^3 contiene aire cuya densidad es 1.18 kg/m^3. Ese recipiente se conecta a un tubo de suministro de alta presión, mediante una válvula. La válvula se abre y se deja entrar aire al recipiente, hasta que la densidad del aire en el recipiente aumenta a 5.30 kg/m^3. Determine la masa de aire que ha entrado al recipiente. *Respuesta:* 8.24 kg

5-10 Un separador ciclónico como el de la figura P5-10 se usa para eliminar partículas sólidas finas, como ceniza, que estén suspendidas en un flujo de gas. En el sistema de ductos por los cuales fluyen los gases de combustión en una central eléctrica, la fracción másica de cenizas suspendidas en los gases de combustión es 0.001, aproximadamente. Determine los flujos másicos en las dos salidas del separador ciclónico (de gas de combustión y de ceniza) cuando a esa unidad entran 10 kg/s de la mezcla de gases de combustión y ceniza. También determine la cantidad de ceniza recolectada por año.

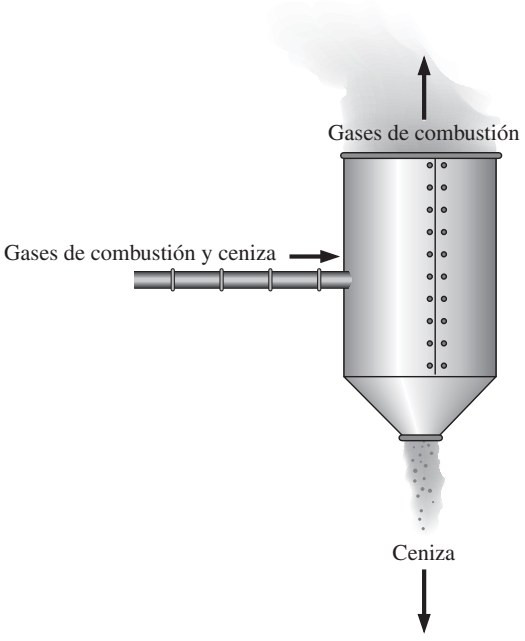


Figura P5-10

5-11 Un globo de aire caliente, esférico, se llena con aire a 120 kPa y 20 °C, y su diámetro inicial es 5 m. A este globo entra aire a 120 kPa y 20 °C, con una velocidad de 3 m/s, a través de una abertura de 1 m de diámetro. ¿Cuántos minutos tardará el globo en inflarse hasta un diámetro de 15 m, cuando la presión y temperatura del aire en el interior del globo son iguales que las del aire que entra a él?
Respuesta: 12.0 min

Figura P5-11
© Photo Link/Getty Images RF

5-12 Una computadora de escritorio es enfriada por un ventilador cuya velocidad de flujo es de 0.34 m^3/min. Determine la razón de flujo másico del aire que pasa por el ventilador a una elevación de 3 400 m, donde la densidad del aire es de 0.7 kg/m^3. Además, si la velocidad promedio del aire no supera los 110 m/min, determine el diámetro de la caja del ventilador.
Respuestas: 0.238 kg/min, 0.63 m

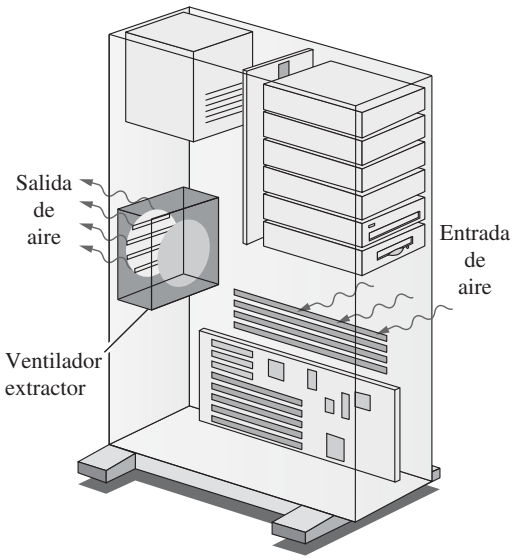


Figura P5-12

5-13 Una bomba aumenta la presión del agua de 100 kPa en la succión, hasta 900 kPa en la descarga. El agua llega a ella a 15 °C, pasando por una abertura de 1 cm de diámetro, y sale por una abertura de 1.5 cm de diámetro. Determine la velocidad del agua en la succión y la descarga, cuando el flujo másico por la bomba es 0.5 kg/s. ¿Cambiarán mucho esas velocidades si la temperatura en la succión aumenta hasta 40 °C?

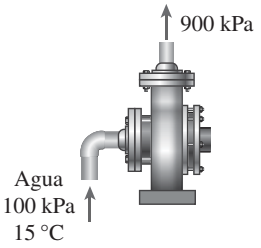


Figura P5-13

5-14 A un tubo de 28 cm de diámetro entra refrigerante 134a, a las condiciones constantes de 200 kPa y 20 °C, con una velocidad de 5 m/s. El refrigerante gana calor al pasar, y sale del tubo a 180 kPa y 40 °C. Determine *a*) el flujo volumétrico del refrigerante en la entrada, *b*) el flujo másico del refrigerante, y *c*) la velocidad y el flujo volumétrico en la salida.

5-15 Una sala de fumar debe admitir a 15 fumadores. El requisito mínimo de aire fresco para salas de fumar debe ser 30 L/s por persona (ASHRAE, Norma 62, 1989). Determine la tasa de flujo mínima necesaria de aire fresco que se debe suministrar a la sala, y el diámetro del ducto, para que la velocidad no sea mayor de 8 m/s.

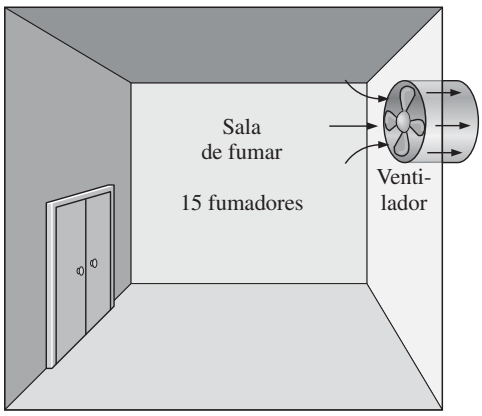


Figura P5-15

5-16 Considere el tanque de almacenamiento de 300 L de un sistema de calefacción solar de agua que se llena inicialmente con agua caliente a 45 °C. El agua caliente es extraída del tanque mediante una manguera de 2 cm de diámetro a una velocidad promedio de 0.5 m/s, mientras que agua fría a 20 °C ingresa al tanque a una razón de 15 L/min. Determine la cantidad de agua en el tanque después de un periodo de 20 minutos. Suponga que la presión en el tanque permanece constante a 1 atm. *Respuesta:* 189 kg

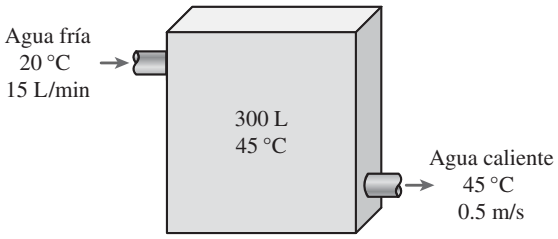


Figura P5-16

Trabajo de flujo y transporte convectivo de energía

5-17C ¿Qué es energía de flujo? ¿Poseen energía de flujo los fluidos en reposo?

5-18C ¿Cómo se comparan las energías de un fluido que fluye y un fluido en reposo? Describa las formas específicas de energía asociada en cada caso.

5-19 Una casa es mantenida a 1 atm y 24 °C, el aire caliente en su interior es obligado a salir a una velocidad de 150 m^3/h a consecuencia del aire exterior a 5 °C que se filtra al interior a través de las grietas de la casa. Determine la razón de la pérdida neta de energía de la casa debido a la transferencia de masa. *Respuesta:* 0.945 kW

5-20E Una bomba de agua aumenta su presión, de 15 psia a 80 psia. Determine el trabajo de flujo, en Btu/lbm, que requiere la bomba.

5-21 Refrigerante 134a ingresa por el compresor de un sistema de refrigeración en forma de vapor saturado a 0.14 MPa, y sale de él en forma de vapor sobrecalentado a 0.8 MPa y 60 °C a una razón de 0.06 kg/s. Determine las razones de las transferencias de energía por masa dentro y fuera del compresor. Considere que las energías cinética y potencial son despreciables.

5-22E De una olla de presión sale vapor de agua, cuando la presión de operación es 20 psia. Se observa que la cantidad de líquido en la olla bajó 0.6 gal en 45 minutos de haberse establecido condiciones constantes de operación, y el área transversal de la abertura de salida es 0.15 $pulg^2$. Determine *a*) la tasa de flujo másico del vapor, y su velocidad de salida, *b*) las energías total y de flujo del vapor, por unidad de masa, y *c*) la rapidez con la que sale energía de la olla, por medio del vapor.

Balance de energía de flujo estacionario: toberas y difusores

5-23C Un difusor es un dispositivo adiabático que disminuye la energía cinética del fluido al desacelerarlo. ¿Qué sucede con esa energía cinética *perdida*?

5-24C La energía cinética de un fluido aumenta a medida que se acelera en una tobera adiabática. ¿De dónde procede esa energía cinética?

5-25C ¿Es deseable transferir calor hacia o desde el fluido, cuando pasa por una tobera? ¿Cómo afectará la transferencia de calor a la velocidad del fluido en la salida de la tobera?

5-26E Por una tobera entra aire constantemente a 50 psia, 140 °F, y 150 pies/s y sale de ella a 14.7 psia y 900 pies/s. Se estima que la pérdida de calor del aire que fluye por la tobera es de 6.5 Btu/lbm. El aire de entrada de la tobera es de 0.1 pies^2. Determine *a*) la temperatura de salida del aire y *b*) el área de salida de la tobera.
Respuestas: a) 507 R, *b*) 0.048 pies^2

5-27E En una turbina de gas, los estatores se diseñan de tal manera que aumentan la energía cinética del gas que pasa por ellos adiabáticamente. El aire entra a un conjunto de esas toberas a 300 psia y 700 °F, a la velocidad de 80 pies/s, y sale a 250 psia y 645 °F. Calcule la velocidad a la salida de las toberas.

5-28 El difusor de un motor de reacción debe bajar la energía cinética del aire que entra al compresor del motor, sin interacciones de calor o trabajo. Calcule la velocidad a la salida de un difusor, cuando entra a él aire a 100 kPa y 30 °C, con una velocidad de 350 m/s, y el estado en la salida es 200 kPa y 90 °C.

Figura P5-28
© Stockbyte/Punchstock RF

5-29 Por una tobera adiabática que tiene una razón de áreas de entrada a salida de 2:1, entra aire a 600 kPa y 500 K a una velocidad de 120 m/s y sale a una velocidad de 380 m/s. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la presión de salida del aire. *Respuestas: a*) 437 K, *b*) 331 kPa

5-30 A una tobera entra vapor de agua a 400 °C y 800 kPa, con una velocidad de 10 m/s, y sale a 300 °C y 200 kPa, mientras pierde calor a una tasa de 25 kW. Para un área de entrada de 800 cm^2, determine la velocidad y el flujo volumétrico del vapor de agua en la salida de la tobera.
Respuestas: 606 m/s, 2.74 m^3/s

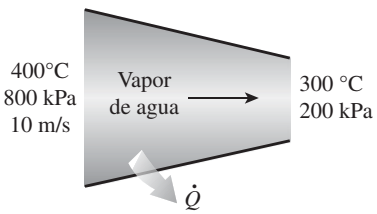


Figura P5-30

5-31 A una tobera adiabática entra vapor a 3 MPa y 400 °C, con una velocidad de 40 m/s, y sale a 2.5 MPa y 300 m/s. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la relación del área de entrada a la de salida, A_1/A_2.

5-32E A un difusor adiabático entra aire a 13 psia y 65 °F, con una velocidad constante de 750 pies/s, y sale con una baja velocidad, a una presión de 14.5 psia. El área de salida del difusor es 3 veces el área de entrada. Determine *a*) la temperatura del aire a la salida, y *b*) su velocidad a la salida.

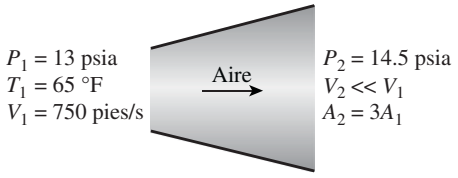


Figura P5-32E

5-33 A una tobera adiabática entra dióxido de carbono, de una manera estacionaria, a 1 MPa y 500 °C, a una razón de 6 000 kg/h, y sale a 100 kPa y 450 m/s. El área de entrada a la tobera es 40 cm^2. Determine *a*) la velocidad de entrada y *b*) la temperatura de salida. *Respuestas: a*) 60.8 m/s, *b*) 686 K

5-34 A una tobera adiabática entra refrigerante 134a, en régimen estacionario, a 700 kPa y 120 °C, con una velocidad de 20 m/s, y sale a 400 kPa y 30 °C. Determine *a*) la velocidad del refrigerante a la salida, y *b*) la relación entre las áreas de entrada y salida, A_1/A_2.

5-35 A un difusor entra gas de nitrógeno a 60 kPa y 7 °C, en régimen estacionario, con una velocidad de 275 m/s, y sale a 85 kPa y 27 °C. Determine *a*) la velocidad del nitrógeno a la salida, y *b*) la relación entre las áreas de entrada y de salida, A_1/A_2.

5-36 Regrese al problema 5-35. Use el programa EES (u otro) para investigar el efecto de la velocidad de entrada sobre la velocidad de salida y la relación de áreas de entrada y salida. Haga variar la velocidad de entrada de 210 a 350 m/s. Trace la gráfica de los resultados finales en función de la velocidad de entrada y describa los resultados.

5-37 Considere un difusor al que entra refrigerante 134a, como vapor saturado a 600 kPa con una velocidad constante de 160 m/s, y sale a 700 kPa y 40 °C. El refrigerante gana calor a una tasa de 2 kJ/s al pasar por el difusor. Si el área de salida es 80 por ciento mayor que la de entrada, determine *a*) la velocidad de salida y *b*) el flujo másico del refrigerante.
Respuestas: a) 82.1 m/s, *b*) 0.298 kg/s

5-38 Considere una tobera a la que le entra vapor de agua de una manera estacionaria a 4 MPa y 400 °C, con una velocidad de 60 m/s y sale a 2 MPa y 300 °C. El área de entrada de la tobera es 50 cm^2, y la tobera pierde calor a la tasa de 75 kJ/s. Determine *a*) el flujo másico del vapor de agua, *b*) la velocidad de ese vapor a la salida y *c*) el área de salida de la tobera.

5-39 Por un difusor entra aire a 80 kPa, 27 °C y 220 m/s a una razón de 2.5 kg/s y sale de él a 42 °C. El área de salida del difusor es de 400 cm^2. Se estima que durante este proceso

el aire pierde calor a una razón de 18 kJ/s. Determine *a*) la velocidad de salida y *b*) la presión de salida del aire.
Respuestas: a) 62.0 m/s, *b*) 91.1 kPa

Turbinas y compresores

5-40C Un compresor de aire trabaja en estado estacionario. ¿Cómo compararía usted el de flujo volumétrico a la entrada y a la salida del compresor?

5-41C ¿Aumentará la temperatura del aire al comprimirlo en un compresor adiabático? ¿Por qué?

5-42C Alguien propone el siguiente sistema para enfriar una casa durante el verano: comprimir el aire exterior normal, dejarlo enfriar a la temperatura del exterior, pasarlo por una turbina e introducirlo en la casa. Desde el punto de vista termodinámico ¿es lógico el sistema que se propone?

5-43E Por una turbina adiabática fluye aire constantemente que entra a 150 psia, 900 °F y 350 pies/s y sale a 20 psia, 300 °F y 700 pies/s. El área de entrada de la turbina es de 0.1 pies^2. Determine *a*) la razón de flujo másico del aire y *b*) la salida de energía de la turbina.

5-44 Por un compresor adiabático entra refrigerante 134a en forma de vapor saturado a −24 °C y sale de él a 0.8 MPa y 60 °C. La razón de flujo másico del refrigerante es de 1.2 kg/s. Determine *a*) la energía de entrada al compresor y *b*) el flujo volumétrico del refrigerante por la entrada del compresor.

5-45 Refrigerante 134a entra a un compresor a 180 kPa como vapor saturado, con un flujo de 0.35 m^3/min, y sale a 700 kPa. La potencia suministrada al refrigerante durante el proceso de compresión es 2.35 kW. ¿Cuál es la temperatura del R-134a a la salida del compresor? *Respuesta:* 48.9 °C

5-46 Por una turbina adiabática pasa un flujo estacionario de vapor de agua. Las condiciones iniciales del vapor son 4 MPa, 500 °C y 80 m/s en la entrada, y en la salida son 30 kPa, 92 por ciento de calidad y 50 m/s. El flujo másico del vapor es 12 kg/s. Determine *a*) el cambio de energía cinética, *b*) la potencia desarrollada por la turbina y *c*) el área de entrada de la turbina.
Respuestas: a) −1.95 kJ/kg, *b*) 12.1 MW, *c*) 0.0130 m^2

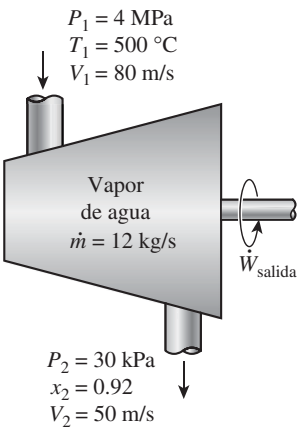


Figura P5-46

5-47 Regrese al problema 5-46. Use el programa EES (u otro) para investigar el efecto de la presión en la salida de la turbina sobre la potencia producida por ella. Haga variar la presión en la salida desde 10 hasta 200 kPa. Trace la gráfica de la potencia de la turbina en función de la presión en la salida, y describa los resultados.

5-48 Considere una turbina adiabática a la que entra vapor de agua a 10 MPa y 500 °C, y sale a 10 kPa, con 90 por ciento de calidad. Despreciando los cambios de energía cinética y potencial, determine el flujo másico necesario para producir 5 MW de potencia de salida.
Respuesta: 4.852 kg/s

5-49E Por una turbina pasa vapor de agua con un flujo constante de 45 000 lbm/h; entra a 1 000 psia y 900 °F, y sale a 5 psia, como vapor saturado. Si la potencia generada por la turbina es 4 MW, calcule la tasa de pérdida de calor del vapor de agua.

5-50 Se va a comprimir helio, de 105 kPa y 295 K, hasta 700 kPa y 460 K. Durante el proceso de compresión hay una pérdida de calor de 15 kJ/kg. Despreciando los cambios de energía cinética, determine la potencia requerida para un flujo másico de 60 kg/min.

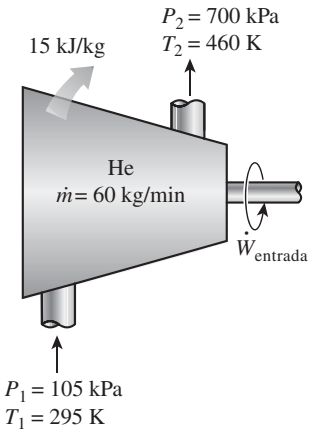


Figura P5-50

5-51 A un compresor adiabático entra dióxido de carbono a 100 kPa y 300 K, con un flujo de 0.5 kg/s, y sale a 600 kPa y 450 K. Despreciando los cambios de energía cinética, determine *a*) el flujo volumétrico del dióxido de carbono en la entrada del compresor y *b*) la potencia consumida por el compresor. *Respuestas: a*) 0.28 m^3/s, *b*) 68.8 kW

5-52E Se comprime aire de 14.7 psia y 60 °F a una presión de 150 psia mientras se enfría a una razón de 10 Btu/lbm, haciendo circular agua por la parte exterior del compresor. La razón del flujo volumétrico del aire en las condiciones de entrada es de 5 000 pies^3/min, y la energía de entrada al compresor es de 700 hp. Determine *a*) la razón del flujo másico del aire y *b*) la temperatura en la salida del compresor.
Respuestas: a) 6.36 lbm/s, *b*) 801 R

5-53E Reconsidere el problema 5-52E y con ayuda del software EES (u otro), investigue el efecto de la

razón de enfriamiento del compresor sobre la temperatura de salida del aire. Permita una variación de 0 a 100 btu/lbm en la razón de enfriamiento. Grafique la temperatura de salida en función de la razón de enfriamiento y analice los resultados.

5-54 Una turbina de gas adiabática expande aire a 1 300 kPa y 500 °C hasta 100 kPa y 127 °C. A la turbina entra aire por una abertura de 0.2 m^2, con una velocidad promedio de 40 m/s, y sale por una abertura de 1 m^2. Determine *a*) el flujo másico de aire por la turbina y *b*) la potencia que produce esa turbina. *Respuestas: a*) 46.9 kg/s, *b*) 18.3 MW

5-55 Entra vapor a una turbina de flujo uniforme con un flujo másico de 13 kg/s a 600 °C, 8 MPa, y una velocidad despreciable. El vapor se expande en la turbina hasta vapor saturado a 300 kPa, de donde 10 por ciento del vapor se extrae para algún otro uso. El resto del vapor continúa expandiéndose a la salida de la turbina, donde la presión es 10 kPa y la calidad es de 85 por ciento. Si la turbina es adiabática, determine la tasa de trabajo realizado por el vapor durante este proceso. *Respuesta:* 17.8 MW

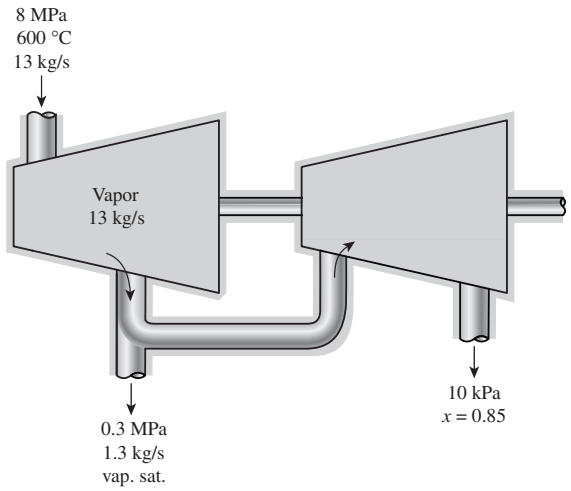


Figura P5-55

5-56 Entra uniformemente vapor a una turbina, con un flujo másico de 26 kg/s y una velocidad despreciable a 6 MPa y 600 °C. El vapor sale de la turbina a 0.5 MPa y 200 °C, con una velocidad de 180 m/s. La tasa de trabajo realizado por el vapor en la turbina se mide como 20 MW. Si el cambio de elevación entre la entrada y la salida de la turbina es despreciable, determine la tasa de transferencia de calor correspondiente a este proceso. *Respuesta:* 455 kW

5-57 Por el compresor de una turbina de gas pasa aire a baja velocidad y en condiciones ambientales de 100 kPa y 25 °C, y sale a 1 Mpa y 347 °C con una velocidad de 90 m/s. El compresor se enfría a una razón de 1 500 kJ/min y la energía de entrada al compresor es de 250 kW. Determine la razón del flujo másico del aire a través del compresor.

Válvulas de estrangulamiento

5-58C ¿Por qué se utilizan comúnmente dispositivos de estrangulación en aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado?

5-59C ¿Espera usted que la temperatura del aire baje cuando pasa por un proceso estacionario de estrangulamiento? Explique por qué.

5-60C ¿Espera usted que cambie la temperatura de un líquido en un proceso de estrangulamiento? Explique por qué.

5-61C Durante un proceso de estrangulación, la temperatura de un fluido baja de 30 a −20 °C. ¿Puede proceder adiabáticamente ese proceso?

5-62 Se estrangula refrigerante 134a en estado líquido saturado a 700 kPa y a una presión de 160 kPa. Determine el descenso de temperatura durante este proceso y el volumen final específico del refrigerante. *Respuestas*: 42.3 °C, 0.0345 m^3/kg

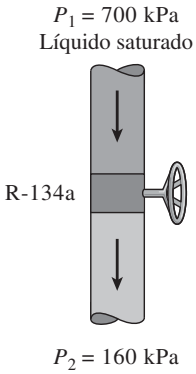


Figura P5-62

5-63 Una mezcla de líquido y vapor de agua saturados, llamada vapor húmedo, fluye en una línea de suministro de vapor de agua a 1 500 kPa y se estrangula hasta 50 kPa y 100 °C. ¿Cuál es la calidad de vapor de agua en la línea de suministro? *Respuesta:* 0.944

Figura P5-63

5-64 Se estrangula el flujo de refrigerante 134a, de 800 kPa y 25 °C, hasta una temperatura de −20 °C. Determine la presión y la energía interna del refrigerante en el estado final. *Respuestas:* 133 kPa, 80.7 kJ/kg

5-65 Se estrangula vapor de agua a través de una válvula bien aislada, de 8 MPa y 350 °C hasta 2 MPa. Determine la temperatura final del vapor. *Respuesta:* 285 °C

5-66 Regrese al problema 5-65. Use el programa EES (u otro) para investigar el efecto de la presión en la salida, del vapor de agua, sobre la temperatura de salida, después de la estrangulación. Haga variar la presión de salida de 6 a 1 MPa. Trace la gráfica de la temperatura de salida del

vapor de agua en función de su presión a la salida, y analice los resultados.

5-67E Refrigerante R-134a entra a la válvula de expansión de un sistema de refrigeración a 120 psia como líquido saturado, y sale a 20 psia. Determine la temperatura y los cambios de energía interna a través de la válvula.

Cámaras mezcladoras e intercambiadores de calor

5-68C Considere un proceso estacionario en una cámara mezcladora. ¿Bajo qué condiciones la energía transportada al volumen de control, por los flujos que entran, será igual a la energía transportada por el flujo que sale?

5-69C En un intercambiador de calor que opera de una manera estacionaria se manejan dos flujos distintos de fluidos. ¿Bajo qué condiciones será igual el calor perdido por un fluido igual a la cantidad de calor ganado por el otro?

5-70C Cuando dos flujos de fluidos se mezclan en una cámara ¿puede ser la temperatura de la mezcla menor que las temperaturas de ambos flujos? Explique por qué.

5-71 En una cámara se calienta agua líquida a 300 kPa y 20 °C mezclándola con vapor sobrecalentado a 300 kPa y 300 °C. Se introduce agua fría a la cámara a una razón de 1.8 kg/s. Si la mezcla sale de la cámara de mezclado a 60° C, determine la razón del flujo másico del vapor sobrecalentado requerido. *Respuesta:* 0.107 kg/s

5-72 En las centrales termoeléctricas de vapor suelen utilizarse calentadores abiertos de agua de alimentación para calentar la alimentación de agua mezclándola con el vapor extraído de la turbina en alguna etapa intermedia. Considere un calentador abierto de agua de alimentación que opera a una presión de 1 000 kPa. Se debe calentar el agua de alimentación a 50 °C y 1 000 KPa con vapor sobrecalentado a 200 °C y 1 000 kPa. En un calentador ideal de agua de alimentación, la mezcla sale del calentador en forma de líquido saturado a la presión del agua de alimentación. Determine los flujos másicos del agua de alimentación y del vapor sobrecalentado en este caso. *Respuesta:* 3.73

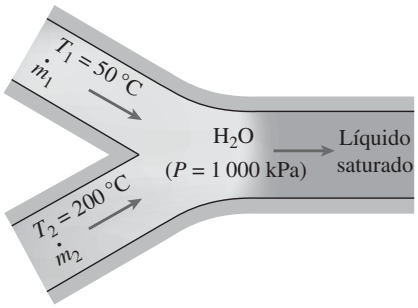


Figura P5-72

5-73E Se calienta agua a 65 °F y 20 psia, en una cámara, mezclándola con vapor saturado a 20 psia. Si ambos flujos entran a la cámara mezcladora con el mismo flujo másico, determine la temperatura y la calidad del flujo que sale. *Respuestas:* 228 °F, 0.415

5-74 Un flujo de refrigerante 134a a 1 MPa y 20 °C se mezcla con otro flujo del mismo refrigerante, a 1 MPa y 80 °C. Si el flujo másico del flujo frío es el doble del flujo caliente, determine la temperatura y la calidad del flujo que sale.

5-75 Regrese al problema 5-74. Use el programa EES (u otro) para investigar el efecto que tiene el flujo másico de R-134a frío sobre la temperatura y la calidad del flujo que sale. Haga variar la relación de flujos másicos de refrigerante frío a caliente, de 1 a 4. Trace la gráfica de temperatura y calidad de la mezcla en función de la relación de flujos másicos frío entre caliente, y analice los resultados.

5-76 Un intercambiador de calor calentará agua (c_p = 4.18 kJ/kg · °C) de 25 a 60 °C a una razón de 0.2 kg/s. El calentamiento se realizará mediante agua geotérmica (c_p = 4.31 kJ/kg · °C) disponible a 140 °C y con una razón de flujo másico de 0.3 kg/s. Determine la razón de la transferencia de calor en el intercambiador de calor y la temperatura de salida del agua geotérmica.

5-77E Se va a condensar vapor de agua a 75 °F en la coraza de un intercambiador de calor. El agua de enfriamiento entra a los tubos a 50 °F con un flujo de 45 lbm/s y sale a 65 °F. Suponiendo que el intercambiador de calor esté bien aislado, determine la tasa de transferencia de calor y la tasa de condensación del vapor de agua.

5-78 Un intercambiador de calor de tubos concéntricos con pared delgada, de contraflujo, se usa para enfriar aceite (c_p = 2.20 kJ/kg · °C) de 150 a 40 °C, a una razón de 2 kg/s, usando agua (c_p = 4.18 kJ/kg · °C), que entra a 22 °C, a una razón de 1.5 kg/s. Determine la tasa de transferencia de calor en el intercambiador y la temperatura de salida del agua.

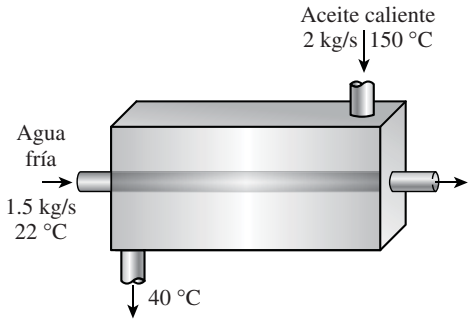


Figura P5-78

5-79 Se va a precalentar aire (c_p = 1.005 kJ/kg · °C) usando gases de combustión calientes, en un intercambiador de calor de flujos cruzados, antes de entrar a un horno. El aire entra al intercambiador a 95 kPa y 20 °C a una razón de 0.6 m^3/s. Los gases de combustión (c_p = 1.10 kJ/kg · °C) entran a 160 °C a

una razón de 0.95 kg/s y salen a 95 °C. Determine la tasa de transferencia de calor al aire y su temperatura de salida.

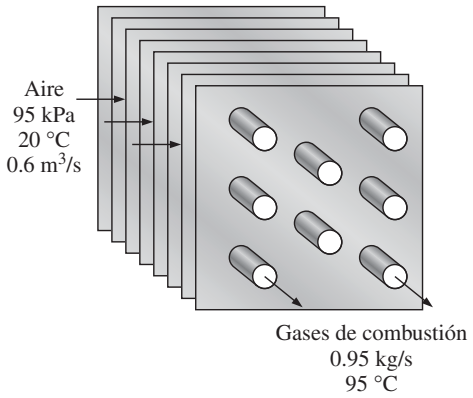


Figura P5-79

5-80E En un sistema de calentamiento por vapor, se calienta aire pasándolo sobre algunos tubos por los cuales fluye uniformemente vapor. El vapor entra al intercambiador de calor a 30 psia y 400 °F, a una tasa de 15 lbm/min, y sale a 25 psia y 212 °F. El aire entra a 14.7 psia y 80 °F y sale a 130 °F. Determine el flujo volumétrico del aire a la entrada.

5-81 Se enfriará refrigerante 134a de 1 MPa y 90 °C a 1 Mpa y 30 °C mediante aire en un condensador. El aire ingresa a 100 kPa y 27 °C con una razón de flujo volumétrico de 600 m³/min y sale de él a 95 kPa y 60 °C. Determine la razón del flujo másico del refrigerante. *Respuesta:* 100 kg/min

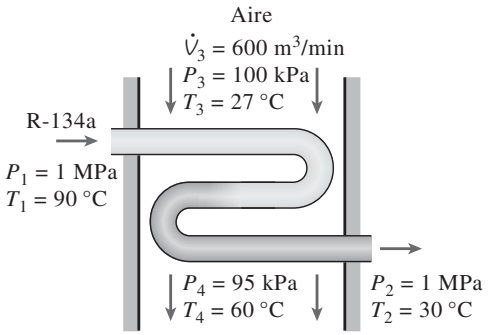


Figura P5-81

5-82E Por la sección del evaporador de un acondicionador de aire de ventana entra aire a 14.7 psia y 90 °F, con una razón de flujo volumétrico de 200 pies³/min. Por el evaporador entra refrigerante 134a a 20 psia con una calidad de 30 por ciento a una razón de 4 lbm/min y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine *a*) la temperatura de salida del aire y *b*) la razón de la transferencia de calor del aire.

5-83 Un sistema de acondicionamiento de aire implica mezclar aire frío y aire caliente del exterior, antes de que la mezcla entre a la habitación acondicionada, de manera estacionaria. A la cámara mezcladora, entra aire frío a 7 °C y 105 kPa, con un flujo de 0.55 m³/s, mientras que el aire caliente entra a 34 °C y 105 kPa. La mezcla sale de la habitación a 24 °C. La relación de flujos másicos de aire caliente a frío es 1.6. Use calores específicos variables para determinar *a*) la temperatura de la mezcla en la entrada de la habitación y *b*) la tasa de ganancia de calor en ella.

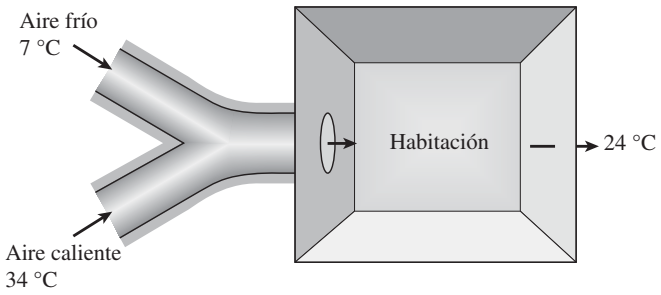


Figura P5-83

5-84 Se usarán gases calientes de escape de un motor de combustión interna, para producir vapor saturado a 2 MPa. Los gases de escape entran al intercambiador de calor a 400 °C, con un flujo de 32 kg/min, mientras que el agua entra a 15 °C. El intercambiador de calor no está bien aislado, y se estima que 10 por ciento del calor cedido por los gases de escape se pierde a los alrededores. Si el flujo másico de gases de escape es 15 veces el del agua, determine *a*) la temperatura de los gases de escape en la salida del intercambiador de calor y *b*) la tasa de transferencia de calor al agua. Use las propiedades constantes del calor específico del aire para los gases de escape.

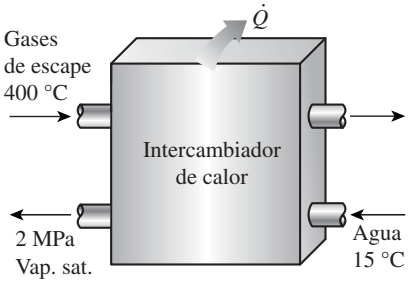


Figura P5-84

5-85 El evaporador de un ciclo de refrigeración es básicamente un intercambiador de calor en el que se evapora un refrigerante mediante la absorción de calor de otro fluido. Entra refrigerante R-22 a un evaporador a 200 kPa, con una calidad de 22 por ciento y un flujo de 2.65 L/h. El R-22 sale del evaporador a la misma presión, sobrecalentado en 5 °C. El refrigerante se evapora absorbiendo calor del aire, cuyo flujo es 0.75 kg/s. Determine *a*) la tasa de calor absorbido del aire y *b*) el cambio de temperatura del aire. Las propiedades del R-22 a la entrada y a la salida del condensador son h_1 = 220.2 kJ/kg, v_1 = 0.0253 m³/kg y h_2 = 398.0 kJ/kg.

5-86 Se debe condensar vapor en el condensador de una central termoeléctrica de vapor a una temperatura de 50 °C con agua de un lago cercano, que entra por la tubería del con-

densador a 18 °C y a una razón de 101 kg/s, y sale de él a 27 °C. Determine la razón de condensación del vapor en el condensador. *Respuesta:* 1.60 kg/s

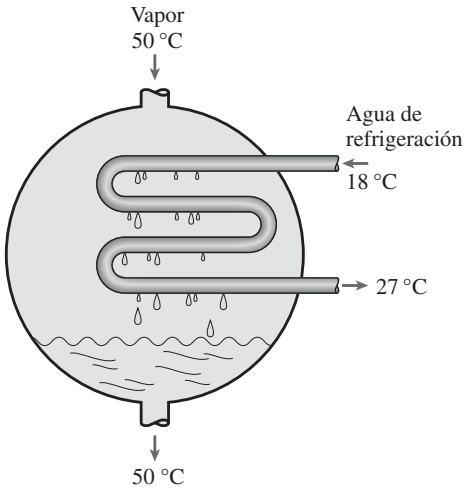


Figura P5-86

5-87 Reconsidere el problema 5-86 y con ayuda del software EES (u otro), investigue el efecto de la temperatura de entrada del agua de refrigeración sobre la razón de condensación del vapor. Contemple una variación en la temperatura de entrada de 10 a 20 °C, y suponga que la temperatura de salida permanece constante. Grafique la razón de condensación del vapor en función de la temperatura de entrada del agua de refrigeración y analice los resultados.

5-88 Se mezclan dos corrientes másicas del mismo gas ideal en una cámara de flujo uniforme mientras reciben energía por transferencia térmica del entorno. El proceso de mezclado tiene lugar a presión constante, sin trabajo y con cambios despreciables en las energías cinética y potencial. Suponga que el gas tiene calores específicos constantes.

a) Determine la expresión para la temperatura final de la mezcla en términos de la tasa de transferencia térmica a la cámara de mezclado y los flujos másicos de entrada y salida.
b) Obtenga una expresión para el flujo volumétrico a la salida de la cámara de mezclado en términos de la tasa de transferencia térmica a la cámara de mezclado y los flujos másicos de entrada y salida.
c) Para el caso especial de mezclado adiabático, demuestre que el flujo volumétrico de salida es la suma de los dos flujos volumétricos de entrada.

Flujo en tubos y ductos

5-89E Entra agua a una caldera a 500 psia, como líquido saturado, y sale a 600 °F a la misma presión. Calcule la transferencia térmica por unidad de masa de agua.

5-90 Para calentar aire, a una razón de 0.3 m^3/s, de 100 kPa y 15 °C hasta 100 kPa y 30 °C, se usa un calentador eléctrico de 110 V. ¿Cuánta corriente, en amperes, debe suministrarse a ese calentador?

5-91E El ventilador de una computadora personal toma 0.3 $pies^3/s$ de aire, a 14.7 psia y 70 °F, haciéndolo pasar por la caja que contiene la CPU, y otros componentes. El aire sale a 14.7 psia y 83 °F. Calcule la potencia eléctrica, en kW, que disipan los componentes de la PC. *Respuesta:* 0.0740 kW

Figura P5-91E

© PhotoDisc/Getty Images RF

5-92E A los tubos de una placa de enfriamiento entra agua a 70 °F con velocidad promedio de 40 pies/min y sale a 105 °F. El diámetro de los tubos es 0.25 pulg. Suponiendo que el 15% del calor generado por los componentes electrónicos se disipa de los componentes a los alrededores por convección y radiación y que 85% restante es eliminado por el agua de enfriamiento, determine la cantidad de calor generado por los componentes electrónicos montados sobre la placa de enfriamiento. *Respuesta:* 614 W

5-93 Una caja electrónica sellada debe enfriarse con agua del grifo que fluye por los canales en dos de sus lados. Se especifica que el aumento de temperatura del agua no debe superar los 4 °C. La disipación de potencia de la caja es de 2 kW, que el agua eliminará por completo. Si la caja opera las 24 del día, los 365 días del año, determine la razón del flujo másico del agua que fluye por la caja y la cantidad de agua de refrigeración usada al año.

5-94 Repita el problema 5-93 para una disipación de potencia de 4 kW.

5-95 Los componentes de un sistema electrónico, que disipa 180 W, están dentro de un ducto horizontal de 1.4 m de longitud, cuya sección transversal es de 20 cm × 20 cm. Los componentes se enfrían en el ducto mediante aire forzado que entra a 30 °C y 1 atm, con un flujo de 0.6 m^3/min, y sale a 40 °C. Determine la tasa de transferencia de calor de las superficies externas del ducto al ambiente. *Respuesta:* 63 W

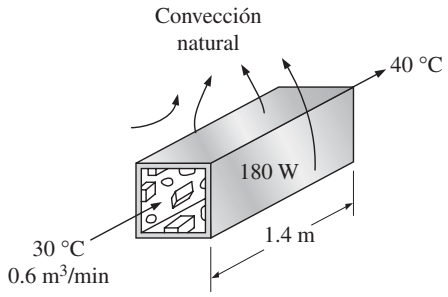


Figura P5-95

5-96 Repita el problema 5-95, con un ducto circular horizontal de 20 cm de diámetro.

5-97 Una tarjeta de circuitos impresos, de 9 cm de altura y 18 cm de longitud, con un canal hueco en su interior, disipa 15 W en total. El espesor del canal hueco de la tarjeta es 0.25 cm y su ancho es 12 cm. Si el aire de enfriamiento entra al canal a 25 °C y 1 atm, con un flujo de 0.8 L/s, determine la temperatura promedio a la que sale el aire del interior hueco. *Respuesta:* 46.0 °C

5-98 Una computadora, enfriada mediante un ventilador, contiene ocho tarjetas de circuitos impresos, que disipan 10 W de potencia cada una. La altura de las tarjetas es 12 cm y su longitud es 18 cm. El aire de enfriamiento es suministrado por un ventilador de 25 W montado en la entrada. Si el aumento de temperatura del aire no debe ser mayor que 10 °C al pasar por la caja de la computadora, determine *a*) la tasa de flujo del aire que debe entregar el ventilador y *b*) la fracción de aumento de temperatura del aire, debida al calor generado por el ventilador y su motor.
Respuestas: a) 0.0104 kg/s, *b*) 24 por ciento

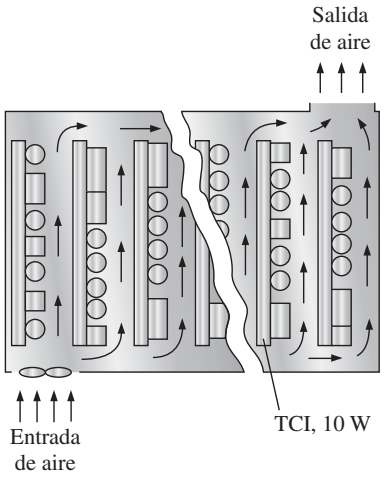


Figura P5-98

5-99 Se va a calentar un recinto de 4 m × 5 m × 6 m de dimensiones con un calentador eléctrico colocado en el interior de un tramo corto de ducto ubicado dentro del recinto. Al principio, el recinto está a 15 °C y la presión atmosférica local es 98 kPa. El recinto pierde calor en forma constante, al exterior, a una tasa de 150 kJ/min. Un ventilador de 200 W de potencia hace circular el aire, en régimen estacionario, por el ducto de un calentador eléctrico colocado dentro del recinto, a un flujo másico de 40 kg/min. Se puede suponer que el ducto es adiabático y que no hay fugas de aire del recinto. Si se necesitan 20 minutos para que el aire del recinto alcance una temperatura promedio de 25 °C, calcule *a*) la potencia nominal del calentador eléctrico y *b*) el aumento de temperatura que tiene el aire cada vez que pasa por el calentador.

5-100 Un rollo grande de 2 m de ancho y 0.5 cm de espesor de placa de acero al manganeso 1 Mn (ρ = 7 854 kg/m^3 y C_p = 0.434 kg/kg · °C) sale de un horno a 820 °C y se sumerge en un baño de aceite a 45 °C para alcanzar una temperatura de 51.1 °C. Si la hoja metálica se mueve a una velocidad constante de 10 m/m, determine la razón a la que debe disiparse el calor del aceite para que mantenga una temperatura constante de 45 °C. *Respuesta:* 4 368 kW

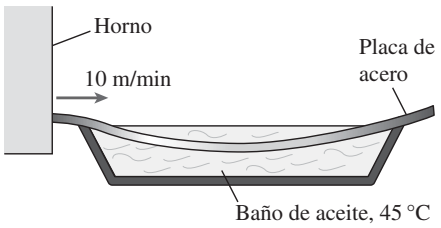


Figura P5-100

5-101 Reconsidere el problema 5-100 y con ayuda del software EES (u otro), investigue el efecto de la velocidad con que se mueve la placa de acero sobre la razón de la transferencia de calor del baño de aceite. Permita una variación en la velocidad de 5 a 50 m/min. Grafique la razón de la transferencia de calor en función de la velocidad de la placa, y analice los resultados.

5-102E Las necesidades de agua caliente para una vivienda se van a satisfacer calentando agua a 55 °F, hasta 180 °F, a una razón de 4 lbm/s, con un colector solar parabólico. El agua pasa por un tubo de aluminio de pared delgada, de 1.25 pulg de diámetro, cuya superficie externa está anodizada en negro, para maximizar la absorción solar. El eje del tubo coincide con el eje focal del colector, y alrededor del tubo se coloca una camisa de vidrio para minimizar las pérdidas de calor. Si la energía solar se transfiere al agua con una tasa neta de 400 Btu/h por pie de longitud del tubo, calcule la longitud necesaria del colector parabólico, para satisfacer las necesidades de agua caliente en esta vivienda.

5-103 Una casa tiene un sistema eléctrico de calefacción, formado por un ventilador de 300 W de potencia y un elemento calefactor de resistencia eléctrica, colocados en un ducto. Por el ducto pasa constantemente aire a un flujo de 0.6 kg/s y su temperatura aumenta 7 °C. La tasa de pérdida de calor del aire en el ducto se estima en 300 W. Determine la potencia del elemento calefactor de resistencia eléctrica. *Respuesta:* 4.22 kW

5-104 A un tubo horizontal largo, de diámetro D_1 = 16 cm en la entrada, entra vapor de agua a 2 MPa y 300 °C, con 2.5 m/s de velocidad. Más adelante las condiciones son 1.8 MPa y 250 °C y el diámetro es D_2 = 14 cm. Determine *a*) el flujo másico del vapor y *b*) la tasa de flujo de calor.
Respuestas: a) 0.401 kg/s, *b*) 45.1 kJ/s

5-105 Al condensador de un refrigerador entra refrigerante 134a a 900 kPa y 60 °C, y sale como líquido saturado a la misma presión. Determine la transferencia de calor desde el refrigerante, por unidad de masa.

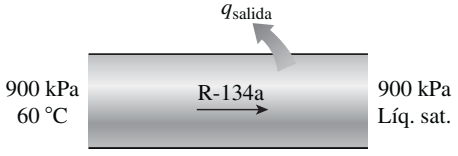


Figura P5-105

5-106 Se calienta agua líquida saturada, a presión constante, en un dispositivo con flujo estacionario, hasta que se convierte en vapor saturado. Calcule la transferencia de calor, en kJ/kg, cuando la evaporación se hace a 500 kPa.

5-107 En un tubo asilado de diámetro constante se calienta agua mediante un calentador de resistencia eléctrica de 7 kW. Si el agua entra de manera constante al calentador a 20 °C y sale de él a 75 °C, determine la razón del flujo másico del agua.

5-108 Fluye de manera estacionaria aire a 300 K y 100 kPa en un secador de cabello que tiene una entrada de trabajo eléctrico de 1 500 W. Debido al tamaño de la toma de aire, la velocidad de entrada del aire es despreciable. La temperatura y la velocidad del aire a la salida del secador son 80 °C y 21 m/s, respectivamente. El proceso de flujo es tanto a presión constante como adiabático. Suponga que el aire tiene calores específicos constantes evaluados a 300 K. *a*) Determine el flujo másico del aire al secador, en kg/s. *b*) Determine el flujo volumétrico del aire a la salida del secador, en m^3/s.
Respuestas: a) 0.0280 kg/s, *b*) 0.0284 m^3/s

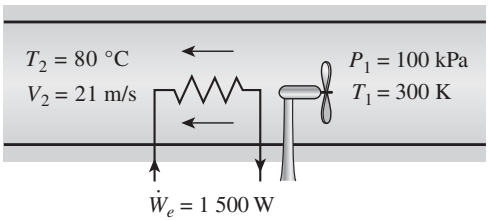


Figura P5-108

5-109 Reconsidere el problema 5-108. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la velocidad de salida sobre el caudal másico y el caudal volumétrico de salida. Deje variar la velocidad de salida de 5 a 25 m/s. Grafique el caudal másico y el caudal volumétrico de salida contra la velocidad de salida, y comente los resultados.

5.110E Por el ducto de un sistema de acondicionamiento de aire entra aire a 15 psia y 50 °F, con una razón de flujo volumétrico de 450 $pies^3/min$. El diámetro del ducto es de 10 pulg, y el calor se transfiere del entorno al aire en el ducto a una razón de 2 Btu/s. Determine *a*) la velocidad del aire en la entrada del ducto y *b*) la temperatura del aire en la salida.

Procesos de carga y descarga

5-111 Un tanque rígido y asilado que inicialmente es vaciado se conecta a través de una válvula a la línea de alimentación que porta vapor a 4 MPa. Se abre la válvula dejando al vapor fluir dentro del tanque hasta que la presión alcanza los 4 MPa, punto al cual se cierra la válvula. Si la temperatura final del vapor en el tanque es de 550 °C, determine la temperatura del vapor en la línea de alimentación y el trabajo de flujo por masa unitaria del vapor.

5-112 Inicialmente, un tanque rígido aislado de 2 m^3 contiene vapor de agua saturado a 1 MPa y es conectado a través de una válvula a una línea de alimentación que porta vapor a 400 °C. Se abre la válvula y el vapor puede fluir lentamente dentro del tanque hasta que la presión en su interior alcanza 2 MPa. En este instante la temperatura del tanque es de 300 °C. Determine la masa de vapor que ha entrado y la presión del vapor en la línea de alimentación.

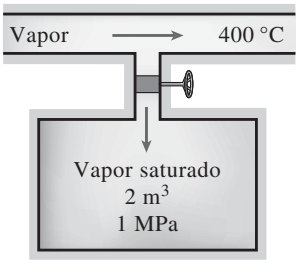


Figura P5-112

5-113 Un recipiente aislado rígido, que inicialmente está evacuado, se conecta con un tubo de suministro de helio a 200 kPa y 120 °C, a través de una válvula. Se abre la válvula y se deja entrar helio a 200 kPa, y en ese momento se cierra la válvula. Determine el trabajo de flujo de helio en el tubo de suministro y la temperatura final del helio en el recipiente.
Respuestas: 816 kJ/kg, 665 K

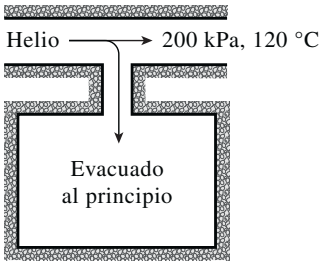


Figura P5-113

5-114 Una botella evacuada de 35 L está rodeada por la atmósfera a 100 kPa y 22 °C. Entonces se abre una válvula en el cuello de la botella y se deja entrar aire en ella. El aire en la botella termina por llegar al equilibrio térmico con la atmósfera, como resultado de transferencia de calor por la pared. La válvula permanece abierta durante el proceso, para que el aire en el interior también llegue al equilibrio mecánico con la atmósfera. Determine la transferencia neta de calor a través de la pared de la botella, durante este proceso de llenado.
Respuesta: 3.50 kJ

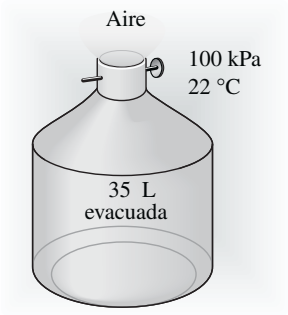


Figura P5-114

5-115 Un tanque rígido de 0.2 m^3 tiene un regulador de presión, y contiene vapor de agua a 2 MPa y 300 °C. Entonces, se calienta el vapor en el tanque. El regulador mantiene constante la presión dejando salir algo de vapor, pero en el interior la temperatura aumenta. Determine la cantidad de calor transferido cuando la temperatura del vapor de agua llega a 500 °C.

5-116E En un inicio, un tanque rígido de 3 $pies^3$ contiene vapor de agua saturado a 300 °F. El tanque está conectado por una válvula a una línea de alimentación que porta vapor a 200 psia y 400 °F. Se abre la válvula permitiendo que el vapor ingrese al tanque. La transferencia de calor se presenta en los alrededores de manera que la temperatura en el tanque permanece constante a 300 °F en todo momento. La válvula se cierra cuando se observa que el agua líquida ha ocupado la mitad del volumen del tanque. Encuentre *a*) la presión final en el tanque, *b*) la cantidad de vapor que ha entrado al tanque y *c*) la cantidad de transferencia de calor.
Respuestas: a) 67.03 psia, *b*) 85.74 lbm, *c*) 80 900 Btu

5-117 Una olla de presión de 4 L tiene una presión operativa de 175 kPa. En un inicio la mitad del volumen se llena con líquido y la otra con vapor. Si se desea que la olla de presión no funcione sin agua por 1 hora, determine la razón máxima de transferencia de calor permitida.

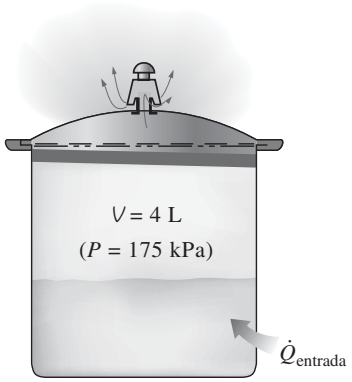


Figura P5-117

5-118 Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical aislado contiene una masa de 10 kg de agua, de la cual 6 kg están en fase de vapor. La masa del émbolo es tal que mantiene una presión constante de 200 kPa dentro del cilindro. Entonces, se deja entrar vapor de agua a 0.5 MPa y 350 °C al cilindro, desde una línea de suministro, hasta que se haya evaporado todo el líquido en el cilindro. Determine *a*) la temperatura final en el cilindro y *b*) la masa del vapor que entró.
Respuestas: a) 120.2 °C, *b*) 19.07 kg

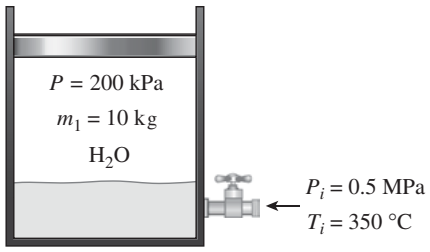


Figura P5-118

5-119E El tanque de aire de un buceador es de 2 $pies^3$ y se va a llenar con aire, desde una línea de suministro de aire comprimido a 120 psia y 85 °F. Al principio, el aire en este tanque está a 20 psia y 60 °F. Suponiendo que el tanque esté bien aislado, determine la temperatura y la masa en el tanque cuando esté lleno a 120 psia.

5-120 Un sistema de acondicionamiento de aire se llenará desde un recipiente rígido que contiene 5 kg de R-134a líquido, a 24 °C. La válvula que conecta a este recipiente con el sistema de acondicionamiento de aire se abre, hasta que la masa en el recipiente es 0.25 kg, y en ese momento se cierra la válvula. Durante ese tiempo sólo pasa R-134a líquido desde el recipiente. Suponiendo que el proceso sea isotérmico mientras está abierta la válvula, calcule la calidad final del R-134a en el recipiente y la transferencia total de calor.
Respuestas: 0.506, 22.6 kJ

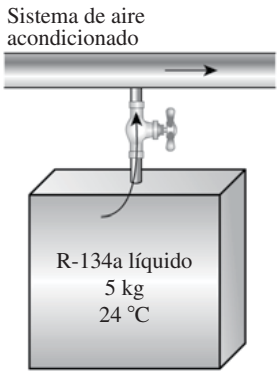


Figura P5-120

5-121E A un hospital se suministra oxígeno desde diez tanques, cada uno con 1.5 $pies^3$ de oxígeno comprimido. Al principio, los tanques están a 1 500 psia y 80 °F. El oxígeno se saca de esos tanques con la lentitud suficiente como para que la temperatura en ellos permanezca en 80 °F. A las dos semanas, la presión es 300 psia. Determine la masa de oxígeno usado y el calor total transferido a los tanques.

5-122 En un inicio un tanque rígido de 0.06 m^3 contiene refrigerante 134a a 0.8 MPa y 100 por ciento de calidad. El tanque está conectado mediante una válvula a una línea de alimentación que porta refrigerante 134a a 1.2 MPa y 36 °C. Se abre la válvula permitiendo que el refrigerante entre al tanque. La válvula se cierra al observarse que el tanque contiene líquido saturado a 1.2 MPa. Determine *a*) la masa de refrigerante que ha entrado al tanque y *b*) la cantidad de transferencia de calor. *Respuestas: a*) 64.8 kg, *b*) 627 kJ

5-123 Un recipiente rígido de 0.3 m^3 se llena con agua líquida saturada a 200 °C. En el fondo del recipiente se abre una válvula y se saca líquido del recipiente. Se transfiere calor al agua de tal manera que la temperatura en el interior del recipiente permanece constante. Determine la cantidad de calor que debe transferirse para cuando se ha retirado la mitad de la masa total.

5-124E Un recipiente rígido de 2 $pies^3$ contiene refrigerante 134a saturado, a 160 psia. Al principio, 5 por ciento del volumen está ocupado por líquido y el resto, por vapor. A conti-

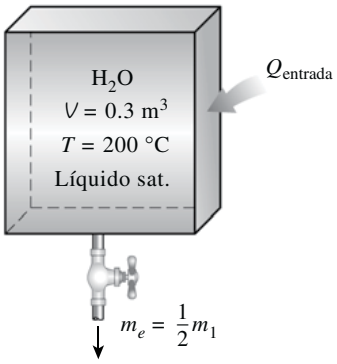


Figura P5-123

nuación se abre una válvula en la parte superior del recipiente y se deja escapar vapor, lentamente. Se transfiere calor al refrigerante de tal modo que la presión dentro del recipiente permanezca constante. Cuando se evapora la última gota de líquido del recipiente se cierra la válvula. Determine el calor total transferido para este proceso.

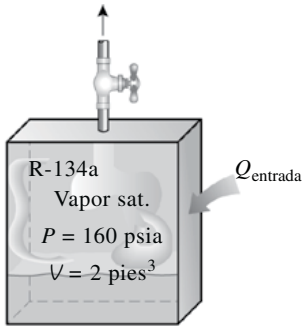


Figura P5-124E

5–125 Un recipiente rígido de 0.3 m^3 contiene refrigerante 134a a 14 °C. En ese estado, 55 por ciento de la masa del refrigerante está en fase de vapor y el resto, en fase líquida. Se conecta ese recipiente, por medio de una válvula, a una línea de suministro donde fluye, de una manera estacionaria, refrigerante a 1.4 MPa y 100 °C. Entonces, se abre un poco la válvula y se deja entrar refrigerante al recipiente. Cuando la presión en el recipiente llega a 1 MPa, todo el refrigerante en el recipiente sólo está en fase de vapor. En ese momento se cierra la válvula. Determine *a*) la temperatura final en el recipiente, *b*) la masa del refrigerante que entró al recipiente, y *c*) la transferencia de calor entre el sistema y los alrededores.

5-126 Un globo que contiene en un inicio 50 m^3 de aire a 100 kPa y 150 °C se conecta mediante una válvula a un depósito grande que suministra aire a 150 kPa y 200 °C. Se abre la válvula dejando que el vapor entre al globo hasta alcanzarse el equilibrio de presión con el aire en la línea de alimentación. El material del globo es tal que su volumen aumenta de modo lineal con la presión. La trasferencia de calor también se presenta entre el globo y los alrededores, y la masa del aire en el globo se duplica al final del proceso. Determine la temperatura final y el trabajo de frontera realizado durante el proceso.

Figura P5-126

5-127 La tapa de salida de aire de un globo de aire caliente es para sacar aire caliente del globo cuando sea el caso. En uno de esos globos, la abertura de salida del aire tiene 0.5 m^2 de área, y la de llenado, de 1 m^2. Durante una maniobra adiabática de vuelo, que dura 2 minutos, entra aire caliente al globo, a 100 kPa y 35 °C, con 2 m/s de velocidad; el aire en el interior del globo permanece a 100 kPa y 35 °C; además sale aire del globo, por la tapa de salida, a 1 m/s. Al comienzo de la maniobra, el volumen del globo es 75 m^3. Determine el volumen final del globo y el trabajo producido por el aire en su interior, al expandir la superficie del globo.

Figura P5-127

© Photo Link/Getty Images RF

5-128 Un recipiente aislado de 0.15 m^3 contiene helio a 3 MPa y 130 °C. Se abre una válvula, dejando escapar algo del helio. Cuando la mitad de la masa inicial ha escapado, se cierra la válvula. Determine la temperatura y presión final en el recipiente. *Respuestas:* 257 K, 956 kPa

5-129E Un recipiente rígido aislado, de 40 $pies^3$, contiene aire a 50 psia y 120 °F. Entonces se abre una de sus válvulas y se deja escapar el aire hasta que la presión en el interior baja a 25 psia. Durante este proceso, la temperatura del aire se mantiene constante mediante un calentador eléctrico de resistencia en el interior del recipiente. Determine el trabajo eléctrico efectuado durante este proceso.

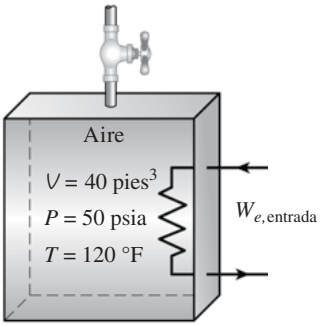


Figura P5-129E

5-130 Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical contiene 0.2 m^3 de aire a 20 °C. La masa del émbolo es tal que mantiene una presión constante de 300 kPa en el interior. Entonces, se abre una válvula conectada al cilindro y se deja escapar aire hasta que el volumen en el interior disminuye a la mitad. Durante este proceso hay transferencia de calor, para que la temperatura del aire en el cilindro permanezca constante. Determine *a*) la cantidad de aire que queda en el cilindro y *b*) la cantidad de transferencia de calor. *Respuestas: a*) 0.357 kg, *b*) 0

5-131 Un dispositivo vertical de cilindro-émbolo contiene en un inicio 0.25 m^3 de aire a 600 kPa y 300 °C. Se abre una válvula conectada al cilindro permitiendo al aire escaparse hasta que tres cuartos de la masa abandonan el cilindro, punto en el que el volumen alcanza los 0.05 m^3. Determine la temperatura final en el cilindro y el trabajo de frontera durante este proceso.

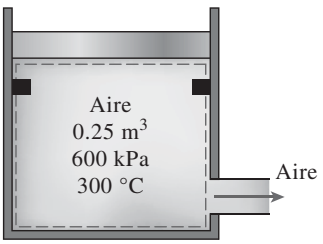


Figura P5-131

5-132 Un dispositivo vertical de cilindro-émbolo contiene en un inicio 0.01 m^3 de vapor a 200 °C. La masa del émbolo carente de fricción es tal que se mantiene a una presión constante de 500 kPa por dentro. Se permite que el vapor a 1 MPa y 350 °C contenido en una línea de alimentación entre al cilindro hasta que el volumen interior se duplica. Sin tomar en cuenta cualquier transferencia de calor que se haya presentado durante el proceso, determine *a*) la temperatura final del vapor en el cilindro y *b*) la cantidad de masa que ha entrado. *Respuestas: a*) 261.7 °C, *b*) 0.0176 kg

5-133 El aire comprimido en un tanque rígido y aislado, cuyo volumen es 0.5 m^3, está a 4 000 kPa y 20 °C. Entonces, del tanque sale el aire suficiente para reducir la presión a 2 000 kPa. Después de ese escape, ¿cuál es la temperatura del aire que queda en el tanque?

Figura P5-133

© C. Squared Studios/Getty Images RF

5-134 Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical aislado contiene 0.8 m^3 de refrigerante 134a a 1.4 MPa y 120 °C. Con un resorte lineal, en ese momento se aplica toda su fuerza al émbolo. Una válvula conectada al cilindro se abre y se deja escapar refrigerante. El resorte se afloja al bajar el émbolo, y la presión y el volumen bajan a 0.7 MPa y 0.5 m^3, al final del proceso. Determine *a*) la cantidad de refrigerante que escapó y *b*) la temperatura final del refrigerante.

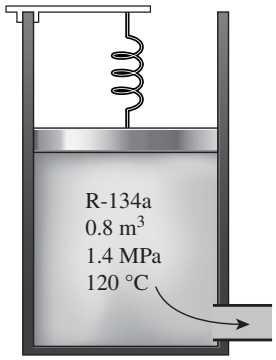


Figura P5-134

Problemas de repaso

5-135 El aire en la habitación de un hospital de 6 m × 5 m × 4 m es reemplazado por completo por aire acondicionado cada 15 minutos. Si la velocidad promedio del aire en el conducto de aire circular que desemboca en la habitación no supera los 5 m/s, determine el diámetro mínimo del conducto.

5-136 Un rollo largo de 1 m de ancho y 0.5 cm de espesor de placa de acero al manganeso 1 Mn de 0.5 cm de espesor (ρ = 7 854 kg/m^3) sale de un horno a 820 °C y se enfría en un baño hasta alcanzar una temperatura determinada. Si la hoja metálica se mueve a una velocidad constante de 10 m/min, determine la razón del flujo másico de la placa de acero a través del baño de aceite.

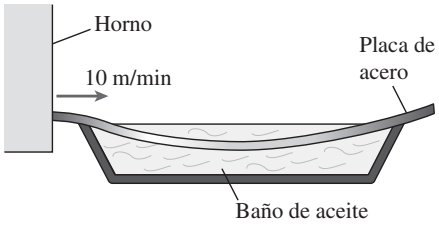


Figura P5-136

5-137 A una tobera que tiene relación de áreas de entrada a salida de 2:1, entra aire con 4.18 kg/m^3 de densidad y una velocidad de 120 m/s, y sale con 380 m/s. Determine la densidad del aire a la salida. *Respuesta:* 2.64 kg/m^3

5-138 En un compresor de aire se procesan 15 L/s de aire a 120 kPa y 20 °C, hasta 800 kPa y 300 °C, consumiendo 6.2 kW de potencia. ¿Cuánta de esa potencia se usa para aumentar la presión del aire, comparada con la potencia necesaria para hacer pasar al fluido por el compresor?
Respuestas: 4.48 kW, 1.72 kW

5-139 Se debe condensar vapor saturado de refrigerante 134a a 34 °C conforme éste fluye en una tubería de 1 cm de diámetro a una razón de 0.1 kg/min. Determine la razón de la transferencia de calor del refrigerante. ¿Cuál sería su respuesta si el refrigerante condensado se enfriara a 20 °C?

5-140 Una turbina de vapor trabaja con vapor de agua a 1.6 MPa y 350 °C en su entrada, y vapor saturado a 30 °C en su salida. El flujo másico del vapor es 22 kg/s y la turbina produce 12 350 kW de potencia. Determine la rapidez con que se pierde calor a través de la carcasa de esa turbina.

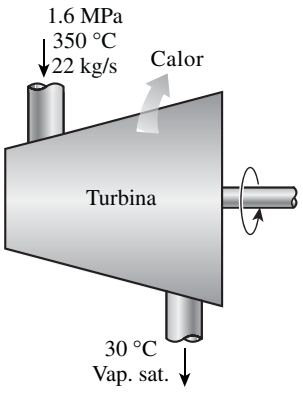


Figura P5-140

5-141E Por un tubo largo, de diámetro constante y adiabático, pasa gas de nitrógeno. Entra a 100 psia y 120 °F, y sale a 50 psia y 70 °F. Calcule la velocidad del nitrógeno en la entrada y salida del tubo.

5-142 Un calentador eléctrico de 110 V calienta agua a una razón de 0.1 L/s de 18 a 30 °C. Calcule la corriente que debe suministrársele, en amperes. *Respuesta:* 45.6 A

5-143 A un tubo largo y aislado entra vapor de agua a 1 200 kPa, 250 °C y 4 m/s; sale a 1 000 kPa. El diámetro del tubo es 0.15 m en la entrada y 0.1 m a la salida. Calcule el flujo másico de vapor de agua y su velocidad en la salida del tubo.

5-144 A un tubo entra aire a 65 °C y 200 kPa, y sale a 60 °C y 175 kPa. Se estima que se pierde calor del tubo, en la cantidad de 3.3 kJ por kg de aire que pasa en el tubo. La relación de diámetros en ese tubo es D_1/D_2 = 1.4. Use calores específicos constantes del aire para determinar su velocidad de entrada y salida. *Respuestas:* 29.9 m/s, 66.1 m/s

5-145 Entra vapor a una tobera a baja velocidad a 150 °C y 200 kPa, y sale como vapor saturado a 75 kPa. Hay una transferencia térmica de la tobera al entorno, de 26 kJ por cada kilogramo de vapor que fluye a través de la tobera. Determine *a*) la velocidad de salida del vapor y *b*) el flujo másico del vapor a la entrada de la boquilla, si el área de salida de la boquilla es de 0.001 m^2.

5-146 En una caldera, en la cual se quema el gas natural, hierve agua a 180 °C mientras que los gases calientes de combustión pasan por un tubo de acero inoxidable sumergido en el agua. Si la tasa de transferencia de calor de los gases calientes al agua es 48 kJ/s, determine la tasa de evaporación del agua.

5-147 Se condensa vapor saturado a 1 atm sobre una placa vertical que se mantiene a 90 °C gracias al agua refrigerante que circula por el otro lado. Si la razón de transferencia de calor por condensación a la placa es de 180 kJ/s, determine la razón a la que la condensación gotea por el borde inferior de la placa.

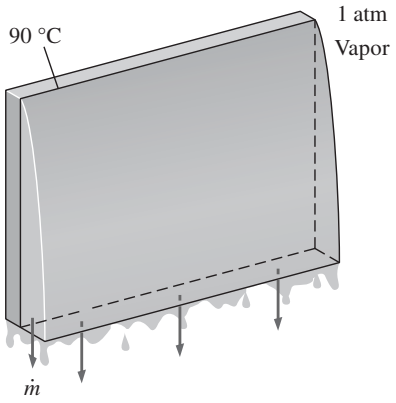


Figura P5-147

5-148E El condensador de una central termoeléctrica de vapor opera a una presión de 0.95 psia. El condensador está compuesto por 144 tubos horizontales distribuidos en un patrón cuadrado de 12 × 12. El vapor se condensa en las superficies externas de los tubos cuyo diámetro interno y externo son de 1 pulg y 1.2 pulg, respectivamente. Si se debe condensar el vapor a una razón de 6 800 lbm/h y el aumento de temperatura del agua refrigerante está limitado a 8 °F, determine *a*) la razón de la transferencia de calor del vapor al

agua refrigerante y *b*) la velocidad promedio del agua refrigerante a través de los tubos.

5-149 En las grandes centrales termoeléctricas de vapor, la alimentación de agua suele calentarse en un calentador centrado de agua de alimentación utilizando el vapor extraído de la turbina en alguna etapa. El vapor ingresa al calentador de agua de alimentación a 1 MPa y 200 °C y sale como líquido saturado a la misma presión. El agua de alimentación entra al calentador a 2.5 Mpa y 50 °C y sale de él a 10 °C por debajo de la temperatura de salida del vapor. Determine la razón del flujo másico del vapor extraído y del agua de alimentación.

5-150 A un generador de vapor entra agua fría a 20 °C y sale como vapor saturado a 200 °C. Determine la fracción de calor que se usa en ese generador para precalentar el agua líquida, de 20 °C hasta la temperatura de saturación de 200 °C.

5-151 A un generador de vapor entra agua fría a 20 °C y sale como vapor saturado a la presión del generador. ¿A qué presión la cantidad de calor necesaria para precalentar el agua a la temperatura de saturación será igual al calor que se necesita para evaporar el agua a la presión del generador?

5-152 Un gas ideal se expande en una turbina adiabática, de 1 200 K y 900 kPa a 800 K. Determine el flujo volumétrico del gas, a la entrada de la turbina, en m^3/s, necesario para que la potencia de la turbina sea 650 kW. Los valores promedio de los calores específicos de este gas, para el intervalo de temperaturas involucradas, son $c_p = 1.13$ kJ/kg · K, $c_v = 0.83$ kJ/kg · K, y el de la constante del gas es $R = 0.30$ kJ/kg · K.

5-153 Se van a enfriar pollos, con masa promedio de 2.2 kg, y calor específico promedio de 3.54 kJ/kg · °C, con agua helada que entra a un enfriador de inmersión a 0.5 °C, de flujo continuo. Los pollos se dejan caer al enfriador, a la temperatura uniforme de 15 °C y a una razón de 500 por hora, y se enfrían hasta una temperatura promedio de 3 °C cuando se sacan; el enfriador gana calor de los alrededores a la tasa de 200 kJ/h. Determine *a*) la tasa de eliminación de calor de los pollos, en kW, y *b*) el flujo másico, en kg/s, si el aumento de temperatura del agua no debe ser mayor de 2 °C.

5-154 Repita el problema 5-153, suponiendo que es despreciable la ganancia de calor del enfriador.

5-155E Se está diseñando un sistema de refrigeración para enfriar huevos ($\rho = 67.4$ lbm/pie^3 y $c_p = 0.80$ Btu/lbm · °F) con una masa promedio de 0.14 lbm, desde una temperatura inicial de 90 °F hasta una temperatura final promedio de 50 °F, usando aire a 34 °F; la capacidad del sistema será de 10 000 huevos/hora. Determine *a*) la tasa de eliminación de calor de los huevos, en Btu/h, y *b*) el flujo volumétrico de aire necesario, en pie^3/h, si el aumento de temperatura del aire no debe ser mayor que 10 °F.

5-156 En una lavadora de botellas, el proceso de limpieza se realiza en un recinto ubicado en el suelo, donde se usa el agua caliente a 50 °C. Las botellas entran a una razón de 450 por minuto, a una temperatura ambiente de 20 °C, y salen a la temperatura del agua. La masa de cada botella es 150 g, y saca 0.2 g de agua al salir mojada. Se suministra agua de reposición a 15 °C. Despreciando pérdidas de calor de las superficies externas del recinto, determine la tasa a la que se debe suministrar *a*) agua de reposición y *b*) calor, para mantener constante la operación.

5-157 El calor de hidratación de una masa, que es de 15 kJ/kg, elevará su temperatura a niveles indeseados a menos que se utilice algún mecanismo de enfriamiento. Una manera práctica de absorber el calor de hidratación es usar agua refrigerada al amasar la masa. Si la receta pide mezclar 2 kg de harina con 1 kg de agua, y la temperatura del agua de la ciudad es de 15 °C, determine la temperatura a la cual debe enfriarse el agua de la ciudad antes de mezclarla y que absorba todo el calor de hidratación cuando su temperatura aumente a 15 °C. Sean los calores específicos de la harina y el agua de 1.76 y 4.18 kJ/kg · °C, respectivamente. *Respuesta:* 4.2 °C

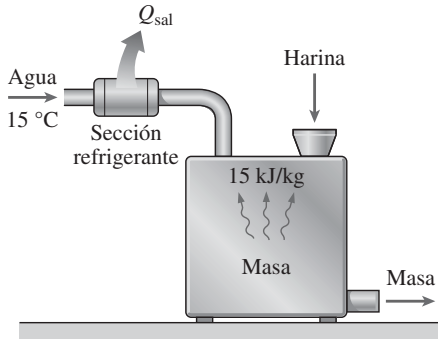


Figura P5-157

5-158 Se extruyen alambres de aluminio ($\rho = 2\,702$ kg/m^3 y $c_p = 0.896$ kJ/kg · °C) de 5 mm de diámetro, a una temperatura de 350 °C, y se enfrían a 50 °C en aire atmosférico a 25 °C. Si el alambre se extruye a la velocidad de 8 m/min, determine la tasa de transferencia de calor del alambre al recinto de extrusión.

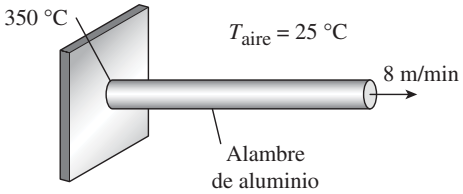


Figura P5-158

5-159 Repita el problema 5-158, con un alambre de cobre ($\rho = 8\,950$ kg/m^3 y $c_p = 0.383$ kJ/kg · °C).

5-160E Se mezcla vapor de 80 psia y 400 °F con agua a 60 °F y 80 psia, continuamente en un dispositivo adiabático. El vapor entra con un flujo de 0.05 lbm/s, y el agua entra a razón de 1 lbm/s. Determine la temperatura de la mezcla que sale de ese mezclador, cuando la presión en la salida es 80 psia. *Respuesta:* 117 °F

5-161 En un separador de vapor de R-134a, a presión constante, de un vapor húmedo, se separan líquido y vapor en dos flujos separados. Determine la potencia de flujo necesaria para hacer pasar 6 L/s de R-134a a 320 kPa y 55 por ciento de calidad por esa unidad. ¿Cuál es el flujo másico, en kg/s, de los dos flujos que salen?

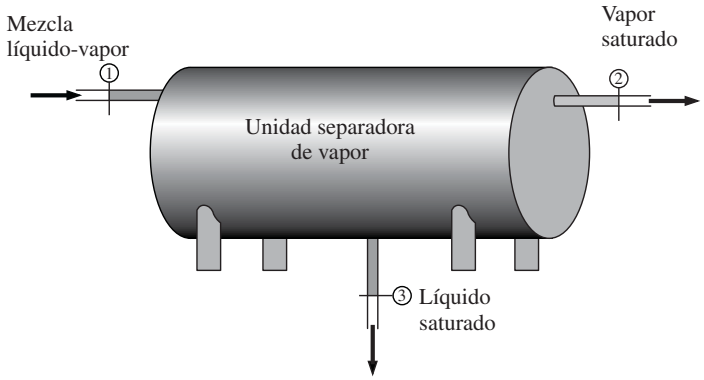


Figura P5-161

5-162 Considere dos edificios idénticos: uno en Los Ángeles, California, donde la presión atmosférica es de 101 kPa y el otro en Denver, Colorado, donde la presión atmosférica es de 83 kPa. Ambos edificios se mantienen a una temperatura de 21 °C y la razón de infiltración para los dos es de 1.2 renovaciones de aire por hora (ACH, por sus siglas en inglés). Es decir, el aire total en el edificio será reemplazado por aire del exterior 1.2 veces por hora en un día en que la temperatura exterior en ambos lugares sea de 10 °C. Sin tomar en cuenta el calor latente, determine la razón de las pérdidas de calor por causa de la infiltración en las dos ciudades.

5-163E Está demostrado que la calidad del aire en interiores (IAQ por sus siglas en inglés) tiene un efecto significativo en la salud y productividad general de los empleados en el lugar de trabajo. Un estudio demostró que mejorar IAQ aumentando la ventilación del edificio de 5 cfm (pies cúbicos por minuto) a 20 cfm incrementó la productividad 0.25 por ciento, lo que equivale a $90 por persona al año, y un descenso de 10% en las enfermedades respiratorias, lo que representa ahorros anuales promedio de $39 por persona. Por otro lado, se presentaron un incremento en el consumo anual de energía de $6 y en el costo de equipo de aproximadamente $4 por persona al año (*ASHRAE Journal,* diciembre de 1998). Para un lugar de trabajo con 120 empleados, determine el beneficio monetario neto de instalar un sistema mejorado de IAQ para el empleador por año. *Respuesta:* $14 280 al año

5-164 Un ventilador extractor del baño de un edificio tiene una razón de flujo volumétrico de 30 L/s y está en continuo funcionamiento. El edificio está ubicado en San Francisco, California, donde la temperatura invernal promedio es de 12.2 °C, pero el edificio se mantiene en todo momento a 22 °C. El edificio es calentado por electricidad cuyo costo es de 0.12/kWh. Determine la cantidad y el costo del calor descargado por el extractor al mes en invierno.

5-165E Durante el inflado y el desinflado de una bolsa de aire de seguridad en un automóvil, el gas entra a la bolsa con un volumen específico de 15 pies^3/lbm y a un flujo másico que varía con el tiempo como se ilustra en la figura P5-165E. El gas sale de esta bolsa de aire con un volumen específico de 13 pies^3/lbm, con un flujo másico que varía con el tiempo, como se muestra en la figura P5-165E. Grafique el volumen de esta bolsa (es decir, el tamaño de la bolsa) en función del tiempo, en pies^3.

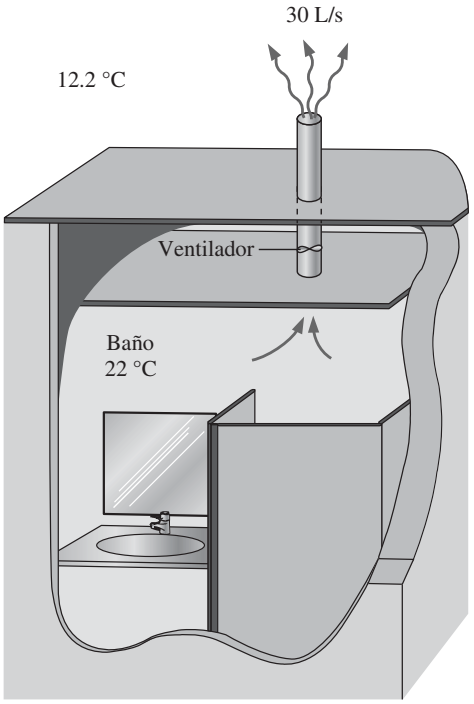


Figura P5-164

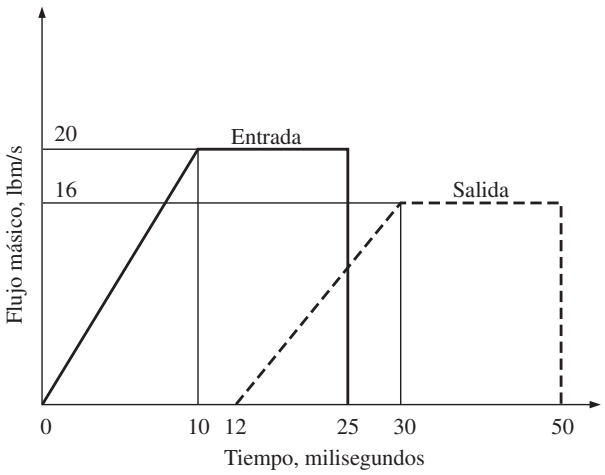


Figura P5-165E

5-166 Determine la razón de pérdida de calor sensible de un edificio debido a infiltración si el aire exterior a −5 °C y 90 kPa entra al edificio a razón de 60 L/s cuando el interior se mantiene a 25 °C.

5-167 Un sistema de acondicionamiento de aire necesita un flujo de aire en el conducto de suministro principal a razón de 130 m^3/min. La velocidad promedio del aire en el conducto circular no debe exceder 8 m/s para evitar vibración excesiva y caídas de presión. Suponiendo que el ventilador convierte 80 por ciento de la energía eléctrica que consume en energía cinética del aire, determine el tamaño del motor eléctrico que se necesita para impulsarse el ventilador y el diámetro del conducto principal. Tome la densidad del aire como 1.20 kg/m^3.

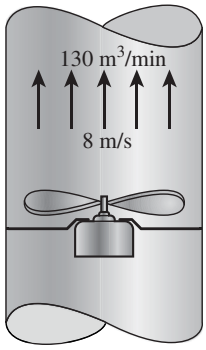


Figura P5-167

5-168 El caudal máximo de los cabezales de una ducha estándar es aproximadamente de 3.5 gpm (13.3 L/min) y puede reducirse a 2.75 gpm (10.5 L/min) configurando el controlador con el que viene equipado a flujo bajo. Considere una familia de cuatro, en la que cada persona toma una ducha de 5 minutos cada mañana. El agua de la ciudad a 15 °C es calentada a 55 °C en un calentador de agua eléctrico, para luego ser templada a 42 °C con agua fría en el codo en T de la ducha antes de ser enviada al cabezal. Suponga un calor específico constante de 4.18 kJ/kg · °C para el agua y determine *a*) la razón de los caudales del agua caliente y fría al entrar al codo en T y *b*) la cantidad de electricidad que se ahorrará al año, en kWh, si se reemplazan los cabezales para ducha estándar por unos de flujo bajo.

5-169 Reconsidere el problema 5-168 y con ayuda del software EES (u otro), investigue el efecto de la temperatura de entrada del agua fría sobre la energía ahorrada al usar un cabezal de ducha de flujo bajo. Permita una variación en la temperatura de entrada de 10 °C a 20 °C. Grafique los ahorros en energía eléctrica en función de la temperatura de entrada del agua, y analice los resultados.

5-170 Un compresor adiabático de aire se va a accionar por una turbina adiabática de vapor directamente acoplada con el compresor y que también está accionando un generador. El vapor entra a la turbina a 12.5 MPa y 500 °C a razón de 25 kg/s, y sale a 10 kPa y una calidad de 0.92. El aire entra al compresor a 98 kPa y 295 K a razón de 10 kg/s, y sale a 1 MPa y 620 K. Determine la potencia neta suministrada al generador por la turbina.

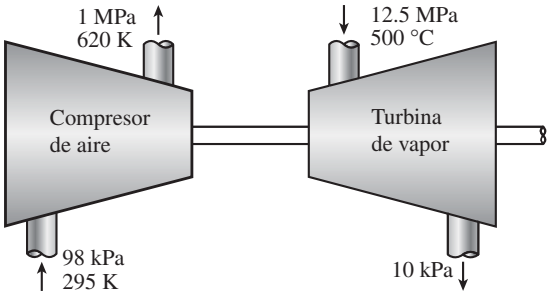


Figura P5-170

5-171 Determine la potencia consumida por un compresor que comprime helio de 110 kPa y 20 °C a 400 kPa y 200 °C. El helio entra a este compresor por un tubo de 0.1 m² de sección transversal a una velocidad de 9 m/s.

5-172 Entra refrigerante R-134a a un compresor, con un flujo másico de 5 kg/s y velocidad despreciable. El refrigerante entra al compresor como vapor saturado a 10 °C y sale del compresor a 1 400 kPa con una entalpía de 281.39 kJ/kg y una velocidad de 50 m/s. La tasa de trabajo realizada sobre el refrigerante se mide como 132.4 kW. Si la diferencia de elevación entre la entrada y la salida es despreciable, determine la tasa de transferencia térmica correspondiente a este proceso, en kW.

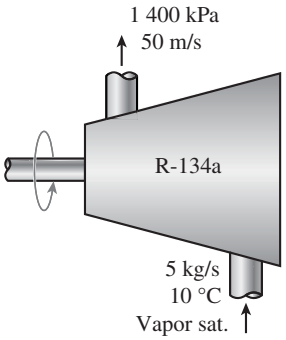


Figura P5-172

5-173 Los submarinos cambian su profundidad agregando o quitando aire de sus tanques de lastre rígidos para desplazar o admitir agua de mar en dichos tanques. Considere un submarino que tiene un tanque de lastre de 700 m³, que contiene originalmente 100 m³ de aire a 1 500 kPa y 15 °C. Para que el submarino emerja, se bombea aire a 1 500 kPa y 20 °C al tanque de lastre, hasta que esté totalmente lleno de aire. El tanque se llena con tanta rapidez que el proceso es adiabático, y el agua marina sale del tanque a 15 °C. Determine la temperatura final y la masa del aire en el tanque de lastre.

5-174 En el problema anterior, suponga que se agrega aire al tanque de tal manera que la temperatura y la presión del aire en el tanque permanezcan constantes. Determine la masa final de aire en el tanque de lastre bajo esta condición. También determine la transferencia total de calor mientras el tanque se está llenando de esta manera.

5-175 A través de un cabezal de ducha fluye agua constantemente a una razón de 10 L/min. Se coloca un calentador de resistencia eléctrica en la tubería del agua para calentarla de 16 a 43 °C. Suponga una densidad del agua de 1 kg/L y determine el consumo de energía eléctrica del calentador, en kW.

En un esfuerzo por conservar la energía, se propuso hacer pasar el agua caliente del drenaje con una temperatura de 39 °C por un intercambiador de calor para precalentar el agua fría entrante. Si el intercambiador de calor tiene una eficacia de 0.50 (es decir, sólo recupera la mitad de la energía que se puede transferir del agua del drenaje al agua fría entrante),

determine el consumo de energía eléctrica requerido en este caso. Si el precio de la energía eléctrica es de 11.5¢/kWh, determine cuánto dinero se ahorraría durante una ducha de 10 minutos a consecuencia de la instalación de un intercambiador de calor.

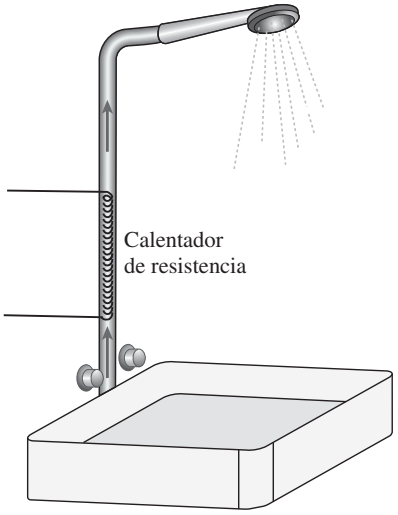


Figura P5-175

5-176 Reconsidere el problema 5-176 y con ayuda del software EES (u otro), investigue el efecto de la eficacia del intercambiador de calor sobre el dinero ahorrado. Permita una variación en la eficacia de 20 a 90 por ciento. Grafique el dinero ahorrado en función de la eficacia y analice los resultados.

5-177 Un recipiente con un volumen interior de 1 m^3 contiene aire a 800 kPa y 25 °C. Se abre una válvula en el recipiente permitiendo que escape aire y la presión interna cae rápidamente a 150 kPa, en cuyo punto se cierra la válvula. Suponga que hay transferencia de calor despreciable del recipiente al aire que queda en el recipiente. *a*) Usando la aproximación $h_e \approx$ constante $= h_{e,\,\text{prom}} = 0.5(h_1 + h_2)$, calcule la masa removida durante el proceso. *b*) Considere el mismo proceso, pero dividido en dos partes; es decir, considere un estado intermedio en $P_2 = 400$ kPa, calcule la masa removida durante el proceso de $P_1 = 800$ kPa a P_2, y luego la masa removida durante el proceso de P_2 a $P_3 = 150$ kPa, usando el tipo de aproximación que se usó en el inciso *a*), y sume las dos para obtener la masa total que se removió. *c*) Calcule la masa removida si la variación de h_e se toma en cuenta.

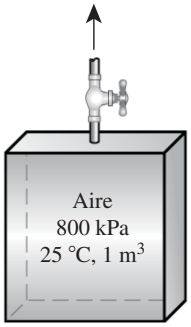


Figura P5-177

5-178 Una botella de R-134a líquido tiene un volumen interno de 0.015 m^3. Inicialmente contiene 0.55 kg de R-134a (vapor húmedo) a 26 °C. Se abre una válvula y se permite sólo al vapor de R-134a (no al líquido) escapar lentamente, de manera que la temperatura permanece constante hasta que la masa de R-134a que queda es 0.15 kg. Encuentre la transferencia de calor necesaria con el entorno para mantener la temperatura y la presión del R-134a constante.

5-179 Entra vapor estacionariamente a una turbina a 7 MPa y 600 °C con una velocidad de 60 m/s, y sale a 25 kPa con una calidad de 95 por ciento. Durante el proceso ocurre una pérdida de calor de 20 kJ/kg. El área de entrada de la turbina es de 150 cm^2, y el área de salida es de 1 400 cm^2. Determine *a*) el flujo másico del vapor; *b*) la velocidad de salida, y *c*) la potencia desarrollada.

5-180 Reconsidere el problema 5-179. Usando software EES (u otro), investigue los efectos del área de salida de la turbina y la presión de salida de la turbina en la velocidad de la salida y la producción de potencia de la turbina. Suponga que la presión de salida varía de 10 a 50 kPa (con la misma calidad), y el área de salida varía de 1 000 a 3 000 cm^2. Grafique la velocidad de salida y la potencia desarrollada contra la presión de salida para las áreas de salida de 1 000, 2 000 y 3 000 cm^2, y explique los resultados.

5-181 En las plantas eléctricas grandes de gas, el aire se precalienta por los gases de escape en un intercambiador de calor que se llama *regenerador*, antes de que entre a la cámara de combustión. El aire entra al regenerador a 1 MPa y 550 K a un flujo másico de 800 kg/min. Se transfiere calor al aire a razón de 3 200 kJ/s. Los gases de escape entran al regenerador a 140 kPa y 800 K, y salen a 130 kPa y 600 K. Tratando los gases de escape como aire, determine *a*) la temperatura de salida del aire y *b*) el flujo másico de los gases de escape.
Respuestas: a) 775 K, *b*) 14.9 kg/s

5-182 Se propone tener un calentador de agua que consiste en un tubo aislado de 7.5 cm de diámetro, y una resistencia eléctrica en el interior. A la sección de calentamiento entra uniformemente agua fría a 20 °C, a una razón de 24 L/min. Si el agua ha de calentarse a 48 °C, determine *a*) la potencia nominal del calentador de resistencia y *b*) la velocidad promedio del agua en el tubo.

5-183 Un dispositivo aislado vertical de cilindro-émbolo inicialmente contiene 0.11 m^3 de aire a 150 kPa y

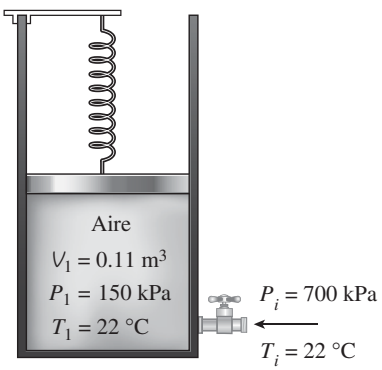


Figura P5-183

22 °C. En este estado, un resorte lineal toca el émbolo, pero no ejerce fuerza sobre éste. El cilindro está conectado por una válvula a una línea que suministra aire a 700 kPa y 22 °C. La válvula se abre y se permite que el aire de la línea de alta presión entre al cilindro. La válvula se cierra cuando la presión dentro del cilindro llega a 600 kPa. Si el volumen del cilindro se duplica durante este proceso, determine *a*) la masa de aire que entró al cilindro y *b*) la temperatura final dentro del cilindro.

5-184 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente 2 kg de refrigerante 134a a 800 kPa y 80 °C. En este estado, el émbolo toca dos topes en la parte superior del cilindro. La masa del émbolo es tal que se necesita una presión de 500 kPa para moverlo. Se abre una válvula en el fondo del cilindro y sale poco a poco R-134a del cilindro. Después de un tiempo, se observa que el émbolo se mueve, y la válvula se cierra cuando sale la mitad del refrigerante del cilindro y la temperatura del refrigerante cae a 20 °C. Determine *a*) el trabajo realizado y *b*) la transferencia de calor.
Respuestas: a) 11.6 kJ, *b*) 60.7 kJ

5-185 Un dispositivo cilindro-émbolo contiene en un inicio 1.2 kg de aire a 700 kPa y 200 °C. En este estado, el émbolo está tocando un par de topes. La masa del émbolo es tal que se requiere una presión de 600 kPa para moverlo. Al abrir una válvula al fondo del tanque, se expulsa el aire del cilindro. La válvula se cierra cuando el volumen del cilindro ha disminuido 80 por ciento de su volumen inicial. Si se estima que 40 kJ de calor se pierde a través del cilindro, determine *a*) la temperatura final del aire en el cilindro, *b*) la cantidad de masa que ha escapado del cilindro y *c*) el trabajo realizado. Use calores específicos constantes a temperatura promedio.

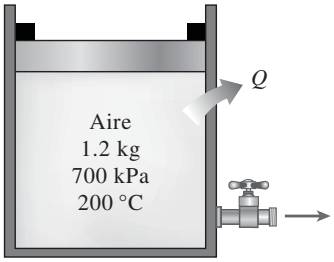


Figura P5-185

5-186 En una central geotérmica de una sola entrada de presión, el agua geotérmica entra a una cámara de evaporación (válvula de estrangulamiento) a 230 °C en forma de un líquido saturado a una razón de 50 kg/s. El vapor resultante del proceso de evaporación instantánea entra a una turbina y sale de ella a 20 kPa con un contenido de humedad de 5 por ciento. Determine la temperatura del vapor después del proceso de evaporación instantánea y la potencia de la turbina si la presión del vapor en la salida de la cámara de evaporación es de *a*) 1 MPa, *b*) 500 kPa, *c*) 100 kPa, *d*) 50 kPa.

5-187 El turbocargador de un motor de combustión interna consiste en una turbina y un compresor. Los gases de escape calientes fluyen por la turbina para producir trabajo, y el trabajo que produce la turbina se usa como trabajo de entrada al

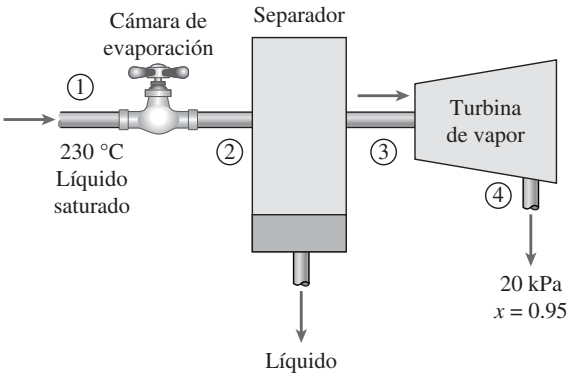


Figura P5-186

compresor. La presión del aire ambiente se aumenta cuando fluye por el compresor antes de entrar a los cilindros del motor. Así, el propósito de un turbocargador es aumentar la presión del aire de modo que entre más aire en el cilindro. En consecuencia, se puede quemar más combustible y el motor puede producir más potencia.

En un turbocargador, los gases de escape entran a la turbina a 400 °C y 120 kPa a razón de 0.02 kg/s y salen a 350 °C. El aire entra al compresor a 50 °C y 100 kPa y sale a 130 kPa a razón de 0.018 kg/s. El compresor aumenta la presión del aire con un efecto lateral: también aumenta la temperatura del aire, lo cual incrementa la posibilidad de que un motor de gasolina sufra cascabeleo. Para evitar esto, se coloca un posenfriador después del compresor, para enfriar el aire caliente mediante aire ambiente antes de que entre a los cilindros del motor. Se estima que el posenfriador debe disminuir la temperatura del aire por debajo de 80 °C si se quiere evitar el cascabeleo. El aire ambiente entra al posenfriador a 30 °C y sale a 40 °C. Despreciando cualquier pérdida por fricción en la turbina y el compresor, y tratando los gases de escape como aire, determine *a*) la temperatura del aire en la salida del compresor y *b*) el flujo volumétrico mínimo de aire ambiente que se necesita para evitar el cascabeleo.

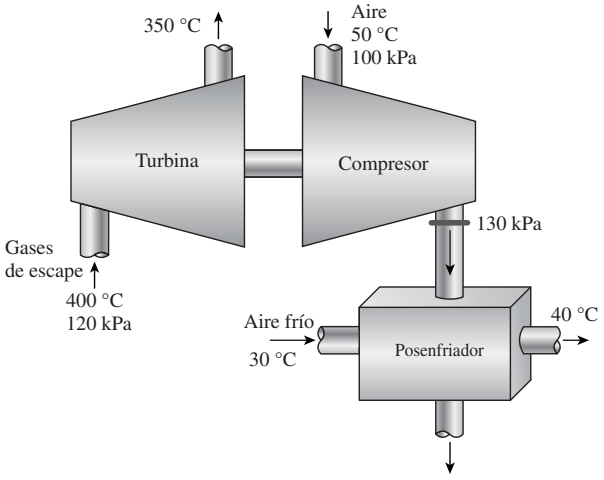


Figura P5-187

5-188 Un edificio con un volumen de 400 m^3 será calentado por calentador de resistencia eléctrica de 30 kW colocado en un ducto de su interior. En un inicio, el aire en el edificio está a 14 °C y la presión atmosférica local es de 95 kPa. El edificio está perdiendo calor a sus alrededores a una razón constante de 450 kJ/min. El aire es obligado a pasar constantemente a través del ducto y el calentador por un ventilador de 250 W. Se experimenta un aumento de temperatura de 5 °C cada vez que el aire sale por el ducto, que se puede considerar que es adiabático.

a) ¿Cuánto tardará el aire dentro del edificio en alcanzar una temperatura promedio de 24 °C?

b) Determine la razón de flujo másico promedio del aire a través del ducto.

Respuestas: a) 146 s, *b*) 6.02 kg/s

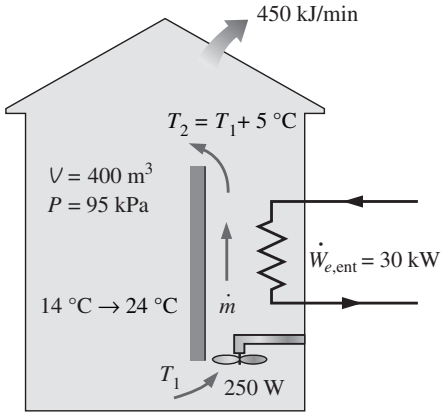


Figura P5-188

5-189 Un tanque de diámetro $D_0 = 10$ m se llena inicialmente con agua hasta 2 m arriba del centro de una válvula de diámetro $D = 10$ cm cerca del fondo. La superficie del tanque está abierta a la atmósfera, y el tanque drena por un tubo de longitud $L = 100$ m conectado a la válvula. El factor de fricción del tubo se da como $f = 0.015$, y la velocidad de descarga se expresa como $V = \sqrt{\dfrac{2gz}{1.5 + fL/D}}$, donde z es la altura del agua arriba del centro de la válvula. Determine *a*) la velocidad inicial de descarga del tanque y *b*) el tiempo necesario para vaciar el tanque. El tanque se puede considerar vacío cuando el nivel del agua cae hasta la altura del centro de la válvula.

5-190 La velocidad de un líquido que fluye en un tubo circular de radio R varía de 0 en la pared a un máximo en el centro del tubo. La distribución de velocidades en el tubo se puede representar como $V(r)$ donde r es la distancia radial del centro del tubo. Con base en la definición de caudal másico $\dot{m}$, obtenga una relación para la velocidad promedio en términos de $V(r)$, R y r.

5-191 Se mezclan dos flujos del mismo gas ideal, a distintos flujos másicos y temperaturas, en un mezclador adiabático, que opera de una manera estacionaria. Suponiendo que los calores específicos sean constantes, desarrolle la ecuación más sencilla para calcular la temperatura de la mezcla, escrita en la forma

$$T_3 = f\left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_3}, \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3}, T_1, T_2\right)$$

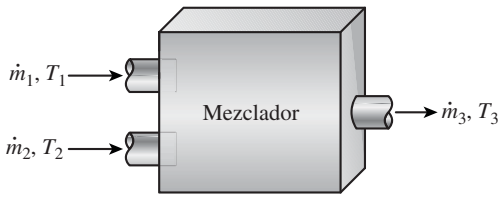


Figura P5-191

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

5-192 Un compresor adiabático comprime vapor de 0.2 MPa y 150 °C a 2.5 MPa y 250 °C a una razón de 1.30 kg/s. La potencia de entrada del compresor es

a) 144 kW *b*) 234 kW
c) 438 kW *d*) 717 kW
e) 901 kW

5-193 Entra vapor, de una manera estacionaria, a un difusor a 0.5 MPa, 300 °C y 122 m/s a una razón de 3.5 kg/s. El área de entrada del difusor es

a) 15 cm^2 *b*) 50 cm^2
c) 105 cm^2 *d*) 150 cm^2
e) 190 cm^2

5-194 Un intercambiador de calor adiabático se usa para calentar agua fría a 15 °C que entra a una razón de 5 kg/s, mediante aire caliente a 90 °C que entra también a razón de 5 kg/s. Si la temperatura de salida del aire caliente es de 20 °C, la temperatura de salida del agua fría es de

a) 27 °C *b*) 32 °C
c) 52 °C *d*) 85 °C
e) 90 °C

5-195 Se usa un intercambiador de calor para calentar agua fría a 15 °C que entra a una razón de 2 kg/s, mediante aire caliente a 85 °C que entra a una razón de 3 kg/s. El intercambiador de calor no está aislado y pierde calor a razón de 25 kJ/s. Si la temperatura de salida del aire caliente es de 20 °C, la temperatura de salida del agua fría es de

a) 28 °C *b*) 35 °C
c) 38 °C *d*) 41 °C
e) 80 °C

5-196 Un intercambiador de calor adiabático se usa para calentar agua fría a 15 °C que entra a razón de 5 kg/s mediante agua caliente a 90 °C que entra a razón de 4 kg/s. Si la temperatura de salida del agua caliente es de 50 °C, la temperatura de salida del agua fría es de

a) 42 °C *b*) 47 °C
c) 55 °C *d*) 78 °C
e) 90 °C

5-197 En una ducha, el agua fría a 10 °C que fluye con un flujo de 5 kg/min se mezcla con agua caliente a 60 °C que fluye con un flujo de 2 kg/min. La temperatura de salida de la mezcla es de

a) 24.3 °C *b*) 35.0 °C
c) 40.0 °C *d*) 44.3 °C
e) 55.2 °C

5-198 En un sistema de calefacción, el aire frío del exterior, a 7 °C, que fluye a razón de 4 kg/min, se mezcla adiabáticamente con aire caliente a 70 °C que fluye a razón de 3 kg/min. La temperatura de salida de la mezcla es de

a) 34 °C *b*) 39 °C
c) 45 °C *d*) 63 °C
e) 77 °C

5-199 Los gases calientes de combustión (cuyas propiedades se aproximan bastante bien con las propiedades del aire a temperatura ambiente) entran a una turbina de gas a 1 MPa y 1 500 K con un flujo de 0.1 kg/s, y salen a 0.2 MPa y 900 K. Si se pierde calor de la turbina al entorno a razón de 15 kJ/s, la potencia desarrollada por la turbina de gas es de

a) 15 kW *b*) 30 kW
c) 45 kW *d*) 60 kW
e) 75 kW

5-200 Se expande vapor en una turbina de 4 MPa y 500 °C a 0.5 MPa y 250 °C, a razón de 1 350 kg/s. Se pierde calor de la turbina a razón de 25 kJ/s durante el proceso de expansión. La potencia desarrollada por la turbina es de

a) 157 kW *b*) 207 kW
c) 182 kW *d*) 287 kW
e) 246 kW

5-201 Un compresor adiabático comprime vapor de agua de 0.2 MPa y 150 °C a 0.8 MPa y 350 °C, a razón de 1.30 kg/s. La potencia consumida por el compresor es de

a) 511 kW *b*) 393 kW
c) 302 kW *d*) 717 kW
e) 901 kW

5-202 Un compresor comprime refrigerante 134a del estado de vapor saturado a 0.14 MPa a 0.9 MPa y 60 °C, a razón de 0.108 kg/s. El refrigerante se enfría a razón de 1.10 kJ/s durante la compresión. La potencia consumida por el compresor es

a) 4.94 kW *b*) 6.04 kW
c) 7.14 kW *d*) 7.50 kW
e) 8.13 kW

5-203 En una turbina adiabática se expande refrigerante 134a de 1.2 MPa y 100 °C a 0.18 MPa y 50 °C, a razón de 1.25 kg/s. La potencia desarrollada por la turbina es de

a) 44.7 kW *b*) 66.4 kW
c) 72.7 kW *d*) 89.2 kW
e) 112.0 kW

5-204 Refrigerante 134a a 1.4 MPa y 90 °C se estrangula a una presión de 0.6 MPa. La temperatura del refrigerante después de la estrangulación es de

a) 22 °C *b*) 56 °C
c) 82 °C *d*) 80 °C
e) 90 °C

5-205 Aire a 27 °C y 5 atm se estrangula por una válvula a 1 atm. Si la válvula es adiabática y el cambio en energía cinética es despreciable, la temperatura de salida del aire será de

a) 10 °C *b*) 15 °C
c) 20 °C *d*) 23 °C
e) 27 °C

5-206 Vapor de agua a 1 MPa y 300 °C se estrangula adiabáticamente a una presión de 0.4 MPa. Si el cambio en energía cinética es despreciable, el volumen específico del vapor después de la estrangulación es de

a) 0.358 m^3/kg *b*) 0.233 m^3/kg
c) 0.375 m^3/kg *d*) 0.646 m^3/kg
e) 0.655 m^3/kg

5-207 Se debe calentar aire, de una manera estacionaria, en un calentador de resistencia eléctrica de 8 kW mientras fluye por un conducto aislado. Si el aire entra a 50 °C a razón de 2 kg/s, la temperatura de salida de aire es de

a) 46.0 °C *b*) 50.0 °C
c) 54.0 °C *d*) 55.4 °C
e) 58.0 °C

Problemas de diseño y pruebas

5-208 Se le ha asignado la responsabilidad de elegir una turbina de vapor para una planta de generación eléctrica que debe producir 300 MW de potencia eléctrica que se venderá a $0.05 por kilowatt-hora. La caldera producirá vapor a 700 psia y 700 °F, y el condensador se planea para operar a 80 °F. El costo de generar y condensar el vapor es $0.01 por kilowatt-hora de electricidad producida. Usted ha restringido su selección a las tres turbinas de la siguiente tabla. Su criterio de selección es recuperar el costo del equipo tan pronto como sea posible. ¿Cuál turbina debe elegir?

Turbina	Capacidad (MW)	η	Costo ($ millones)	Costo de operación ($/kWh)
A	50	0.9	5	0.01
B	100	0.92	11	0.01
C	100	0.93	10.5	0.015

5-209E Usted debe diseñar un pequeño cohete de control direccional para operar en el espacio dando hasta 100 descargas de 5 segundos cada uno con un flujo másico de 0.5 lbm/s a una velocidad de 400 pies/s. Hay disponibles tanques de almacenamiento que pueden soportar hasta 3 000 psia, y los tanques se ubicarán en un ambiente cuya temperatura es de 40 °F. Su criterio de diseño es minimizar el volumen del tanque de almacenamiento. ¿Debe usted usar un sistema de aire comprimido o de R-134a?

5-210 Un cañón de aire usa aire comprimido para impulsar un proyectil desde el reposo hasta su velocidad final. Considere un cañón de aire que debe acelerar un proyectil de 10 gramos hasta una rapidez de 300 m/s usando aire comprimido, cuya temperatura no puede exceder 20 °C. El volumen del tanque de almacenamiento no debe ser mayor de 0.1 m^3. Seleccione el tamaño del volumen de almacenamiento y la presión máxima de almacenamiento que necesita la cantidad mínima de energía para llenar el tanque.

5-211 Diseñe una secadora de cabello eléctrica de 1 200 W de tal manera que la temperatura del aire y la velocidad de la secadora no superen los 50 °C y 3 m/s, respectivamente.

5-212 Diseñe una unidad escaldadora (hirviente) para aflojar las plumas de los pollos sacrificados antes de ser enviados a las máquinas quita plumas, que tenga una capacidad de 1 200 pollos por hora en las siguientes condiciones:

La unidad será un tanque de inmersión lleno con agua a una temperatura promedio de 53 °C en todo momento. Los pollos con una masa promedio de 2.2 kg y una temperatura promedio de 1.5 min serán sumergidos en el tanque y mantenidos ahí por 1.5 min, para después ser sacados por una cinta trasportadora de lento movimiento. Se espera que cada pollo abandone el tanque con 15 por ciento más de peso a consecuencia del agua que se pega a su superficie. La distancia centro a centro entre los pollos en cualquier dirección será de al menos 30 cm. El tanque puede tener un ancho de hasta 3 m y una altura de hasta 60 cm. El agua se hará circular por un horno calentado por gas natural, pero el aumento en la temperatura del agua no superará los 5 °C al pasar por el horno. La pérdida de agua se compensará con el agua de la ciudad cuya temperatura promedio es de 16 °C. Los muros y el piso del tanque están bien aislados. La unidad operará 24 horas al día y seis días a la semana. Considerando valores razonables para las propiedades promedio, recomiende valores razonables para *a*) la razón de flujo másico del agua de compensación que debe abastecer el tanque, *b*) la razón de trasferencia de calor del agua a los pollos en kW, *c*) el tamaño del sistema de calefacción en kJ/h y *d*) el costo operativo de la unidad escaldadora al mes para un costo unitario de $1.12/therm de gas natural.

CAPÍTULO

6

La segunda ley de la termodinámica

Hasta este punto, la atención se ha centrado en la primera ley de la termodinámica, que requiere que la energía se conserve durante un proceso. En este capítulo se introduce la segunda ley de la termodinámica, la cual afirma que los procesos ocurren en cierta dirección y que la energía tiene calidad así como cantidad. Un proceso no puede tener lugar a menos que satisfaga tanto la primera como la segunda ley de la termodinámica. En el capítulo se introducen primero los depósitos de energía térmica, los procesos reversibles e irreversibles, las máquinas térmicas, los refrigeradores y las bombas de calor. Varios enunciados de la segunda ley están acompañados por una explicación de las máquinas de movimiento perpetuo y la escala de temperatura termodinámica. Después se introduce el ciclo de Carnot y se analizan los principios de Carnot. Por último, se examinan las máquinas térmicas de Carnot, los refrigeradores y las bombas de calor.

OBJETIVOS

En el capítulo 6, los objetivos son:

- Introducir la segunda ley de la termodinámica.
- Identificar procesos válidos como aquellos que satisfacen tanto la primera como la segunda leyes de la termodinámica.
- Analizar los depósitos de energía térmica, procesos reversibles e irreversibles, máquinas térmicas, refrigeradores y bombas de calor.
- Describir los enunciados de Kelvin-Planck y Clausius de la segunda ley de la termodinámica.
- Explicar los conceptos de máquinas de movimiento perpetuo.
- Aplicar la segunda ley de la termodinámica a ciclos y dispositivos cíclicos.
- Aplicar la segunda ley para desarrollar la escala de temperatura termodinámica absoluta.
- Describir el ciclo de Carnot.
- Examinar los principios de Carnot, las máquinas térmicas idealizadas de Carnot, refrigeradores y bombas de calor.
- Determinar las expresiones para las eficiencias térmicas y los coeficientes de desempeño para máquinas térmicas reversibles, bombas de calor y refrigeradores.

Figura 6-1

Una tasa de café caliente no se pondrá más caliente en una habitación más fría.

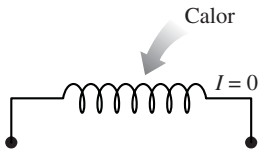


Figura 6-2

Transferir calor a un alambre no generará electricidad.

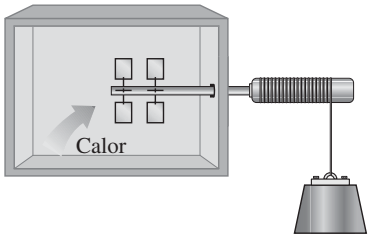


Figura 6-3

Transferir calor a una rueda de paletas no hará que ésta gire.

Figura 6-4

Los procesos ocurren en una cierta dirección y no en la dirección contraria.

6-1 ▪ Introducción a la segunda ley

En los capítulos 4 y 5 se aplicó la *primera ley de la termodinámica*, o *principio de conservación de la energía*, a procesos relacionados con sistemas cerrados y abiertos. Como se señaló en varias ocasiones en esos capítulos, la energía es una propiedad conservada y no se sabe de ningún proceso que viole la primera ley de la termodinámica. Por lo tanto es razonable concluir que para que ocurra, un proceso debe satisfacer la primera ley. Sin embargo, como se explica aquí, satisfacerla no asegura que en realidad el proceso tenga lugar.

Una experiencia común es que una taza de café caliente dejada en una habitación que está más fría termine por enfriarse (Fig. 6-1). Este proceso satisface la primera ley de la termodinámica porque la cantidad de energía que pierde el café es igual a la cantidad que gana el aire circundante. Considere ahora el proceso inverso: café caliente que se vuelve incluso más caliente en una habitación más fría como resultado de la transferencia de calor desde el aire. Se sabe que este proceso nunca se lleva a cabo; sin embargo, hacerlo no violaría la primera ley siempre y cuando la cantidad de energía que pierde el aire sea igual a la cantidad que gana el café.

Otro ejemplo común es el calentamiento de una habitación mediante el paso de corriente eléctrica por un resistor (Fig. 6-2). Nuevamente, la primera ley dicta que la cantidad de energía eléctrica suministrada a la resistencia sea igual a la cantidad de energía transferida al aire de la habitación como calor. Ahora se intentará invertir este proceso; es decir, se espera que transferir cierta cantidad de calor a la resistencia cause que se genere una cantidad equivalente de energía eléctrica en ella. Sin embargo, esto no ocurre.

Por último, considere un mecanismo provisto de una rueda de paletas que funciona mediante la caída de una masa (Fig. 6-3); la rueda gira cuando desciende la masa y agita un fluido dentro de un recipiente aislado. Como resultado, disminuye la energía potencial de la masa mientras que la energía interna del fluido se incrementa de acuerdo con el principio de conservación de la energía. Sin embargo, el proceso inverso de subir la masa mediante transferencia de calor desde el fluido a la rueda de paletas no ocurre en la naturaleza, aunque hacerlo no violaría la primera ley de la termodinámica.

A partir de estos argumentos resulta claro que los procesos van en *cierta dirección* y no en la dirección contraria (Fig. 6-4). La primera ley de la termodinámica no restringe la dirección de un proceso, pero satisfacerla no asegura que en realidad ocurra el proceso. Esta falta de adecuación de la primera ley para identificar si un proceso puede tener lugar se remedia introduciendo otro principio general, la *segunda ley de la termodinámica*. Más adelante se muestra que el proceso inverso analizado antes viola la segunda ley de la termodinámica. Esta violación se detecta fácilmente con la ayuda de una propiedad llamada *entropía*, definida en el capítulo 7. Un proceso no puede ocurrir a menos que satisfaga tanto la primera ley de la termodinámica como la segunda (Fig. 6-5).

Existen varios enunciados válidos de la segunda ley de la termodinámica, dos de ellos se presentan y analizan posteriormente en este capítulo, en relación con algunos dispositivos de ingeniería que operan en ciclos.

Sin embargo, el uso de la segunda ley de la termodinámica no se limita a identificar la dirección de los procesos, también afirma que la energía tiene *calidad* así como cantidad. La primera ley se relaciona con la cantidad de energía y las transformaciones de energía de una forma a otra sin considerar su calidad. Conservar la calidad de la energía es una cuestión importante para los ingenieros, y la segunda ley provee los medios necesarios para determinarla, así como el grado de degradación que sufre la energía durante un proceso. Según una explicación posterior de este capítulo, mayor cantidad de

energía a alta temperatura se puede convertir en trabajo, por lo tanto tiene una calidad mayor que esa misma cantidad de energía a una temperatura menor.

La segunda ley de la termodinámica se usa también para determinar los *límites teóricos* en el desempeño de sistemas de ingeniería de uso ordinario, como máquinas térmicas y refrigeradores, así como predecir el *grado de terminación* de las reacciones químicas. La segunda ley está también estrechamente asociada con el concepto de *perfección*. De hecho, la segunda ley *define* la perfección para los procesos termodinámicos. Se puede usar para cuantificar el nivel de perfección de un proceso y señalar la dirección para eliminar eficazmente las imperfecciones.

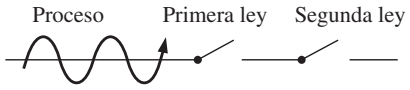


Figura 6-5

Un proceso debe satisfacer tanto la primera como la segunda leyes de la termodinámica para que se pueda llevar a cabo.

6-2 ▪ Depósitos de energía térmica

En el desarrollo de la segunda ley de la termodinámica, es muy conveniente tener un hipotético cuerpo que posea una *capacidad de energía térmica* relativamente grande (masa × calor específico) que pueda suministrar o absorber cantidades finitas de calor sin experimentar ningún cambio de temperatura. Tal cuerpo se llama **depósito de energía térmica**, o sólo depósito. En la práctica, los grandes cuerpos de agua, como océanos, lagos y ríos, así como el aire atmosférico, se pueden modelar de manera precisa como depósitos de energía térmica debido a sus grandes capacidades de almacenaje de energía o masas térmicas (Fig. 6-6). La *atmósfera*, por ejemplo, no se calienta como resultado de las pérdidas de calor ocurridas en invierno desde edificios residenciales. Del mismo modo, los megajoules de energía de desecho que las plantas de energía arrojan en grandes ríos no causan un cambio significativo en la temperatura del agua.

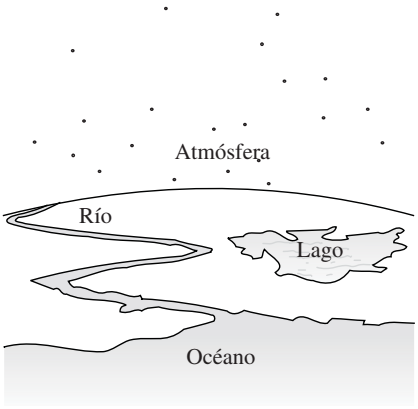


Figura 6-6

Los cuerpos con masas térmicas relativamente grandes se pueden modelar como depósitos de energía térmica.

También es posible modelar un *sistema de dos fases* como un depósito, ya que puede absorber y liberar grandes cantidades de calor mientras permanece a temperatura constante. Otro ejemplo común de un depósito de energía térmica es el *horno industrial*. Las temperaturas de la mayoría de los hornos se controlan con cuidado, por lo que son capaces de suministrar de una manera esencialmente isotérmica grandes cantidades de energía térmica en forma de calor. Por lo tanto, se pueden modelar como depósitos.

Un cuerpo no tiene que ser muy grande para considerarlo como un depósito; cualquier cuerpo físico cuya capacidad de energía térmica es grande con respecto a la cantidad de energía que suministra o absorbe se puede modelar como depósito. El aire en una habitación, por ejemplo, se puede considerar un depósito en el análisis de la disipación de calor desde un aparato de televisión que se encuentra en la habitación, puesto que la cantidad de transferencia de energía del aparato hacia la habitación no es tan grande como para tener un efecto notable en la temperatura del aire de la habitación.

Un depósito que suministra energía en la forma de calor se llama **fuente**, y otro que absorbe energía en la forma de calor se llama **sumidero** (Fig. 6-7). Los depósitos de energía térmica suelen denominarse **depósitos de calor** porque proveen o absorben energía en forma de calor.

La transferencia de calor desde fuentes industriales hacia el ambiente es de interés primordial para los ambientalistas, así como para los ingenieros. El manejo irresponsable de la energía de desecho puede incrementar de manera importante la temperatura del ambiente en algunas de sus porciones, lo cual causa la llamada *contaminación térmica*. Si no se controla con cuidado, este tipo de contaminación puede perturbar seriamente la vida marina en lagos y ríos. Sin embargo, mediante diseños y manejos cuidadosos, la energía de desecho arrojada a los grandes cuerpos de agua se puede usar para mejorar la calidad de la vida marina al mantener dentro de los niveles seguros y deseables los incrementos de temperatura locales.

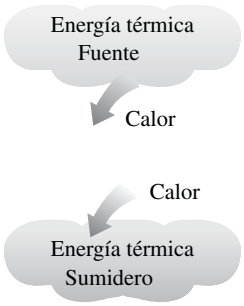


Figura 6.7

Una fuente suministra energía en forma de calor y un sumidero la absorbe.

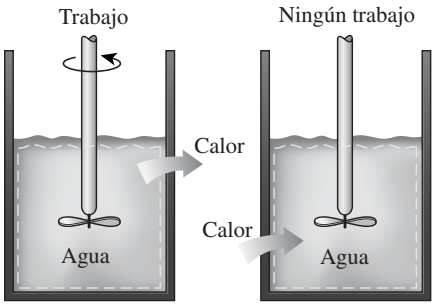


Figura 6-8

El trabajo se puede convertir en calor de forma directa y completamente, pero lo contrario no es posible.

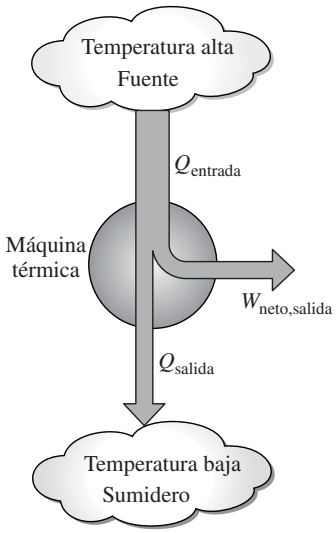


Figura 6.9

Parte del calor que recibe una máquina térmica se convierte en trabajo, mientras que el resto es rechazado a un sumidero.

6-3 ▪ Máquinas térmicas

Como se señaló antes, el trabajo se puede convertir fácilmente en otras formas de energía, pero convertir éstas en trabajo no es fácil. El trabajo mecánico que realiza la flecha mostrada en la figura 6-8, por ejemplo, se convierte primero en la energía interna del agua, energía que puede entonces salir del agua como calor. Se sabe por experiencia que cualquier intento por revertir este proceso fallará, es decir, transferir calor al agua no causa que la flecha gire. De ésta y otras observaciones se concluye que el trabajo se puede convertir en calor de manera directa y por completo, pero convertir el calor en trabajo requiere usar algunos dispositivos especiales. Estos dispositivos se llaman **máquinas térmicas**.

Las máquinas térmicas difieren bastante entre sí, pero es posible caracterizarlas a todas de la siguiente manera (Fig. 6-9):

1. Reciben calor de una fuente a temperatura alta (energía solar, horno de petróleo, reactor nuclear, etcétera).
2. Convierten parte de este calor en trabajo (por lo general en la forma de una flecha rotatoria).
3. Rechazan el calor de desecho hacia un sumidero de calor de baja temperatura (la atmósfera, los ríos, etcétera).
4. Operan en un ciclo.

Las máquinas térmicas y otros dispositivos cíclicos por lo común requieren un fluido hacia y desde el cual se transfiere calor mientras experimenta un ciclo. Al fluido se le conoce como **fluido de trabajo**.

El término *máquina térmica* se usa con frecuencia en un sentido más amplio que incluye dispositivos que producen trabajo que no operan en un ciclo termodinámico. Las máquinas relacionadas con la combustión interna, como las turbinas de gas y los motores de automóviles, entran en esta categoría. Estos dispositivos operan en un ciclo mecánico pero no en un ciclo termodinámico, porque el fluido de trabajo (los gases de combustión) no experimenta un ciclo completo. En lugar de ser enfriados a la temperatura inicial, los gases de escape se purgan y se reemplazan por una mezcla fresca de aire y combustible al final de ciclo.

El dispositivo productor de trabajo que mejor se ajusta a la definición de una máquina térmica es la *central eléctrica de vapor*, la cual es una máquina de combustión externa, es decir, la combustión se lleva a cabo fuera de la máquina y la energía térmica liberada durante este proceso se transfiere al vapor como calor. El esquema de una central eléctrica de vapor se muestra en la figura 6-10. Éste es un diagrama bastante simplificado y el análisis de la central eléctrica de vapor real se da en capítulos posteriores. Las distintas cantidades mostradas en esta figura son:

$Q_{entrada}$ = cantidad de calor suministrada al vapor en una caldera desde una fuente de temperatura alta (horno)
Q_{salida} = cantidad de calor rechazada del vapor en el condensador hacia un sumidero de temperatura baja (atmósfera, río, etcétera)
W_{salida} = cantidad de trabajo que entrega el vapor cuando se expande en una turbina
$W_{entrada}$ = cantidad de trabajo requerida para comprimir agua a la presión de la caldera

Observe que las direcciones de las interacciones de calor y trabajo se indican mediante los subíndices *entrada* y *salida*. Por lo tanto, las cuatro cantidades descritas son *positivas* siempre.

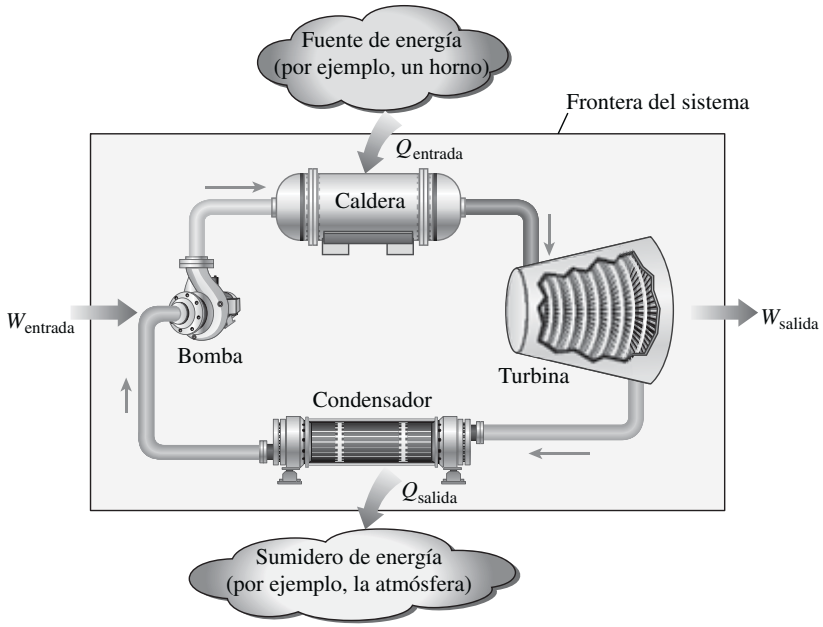


Figura 6-10

Esquema de una central eléctrica de vapor.

La salida de trabajo neto de esta central eléctrica de vapor es la diferencia entre su salida de trabajo total y su entrada de trabajo total (Fig. 6-11):

$$W_{neto,salida} = W_{salida} - W_{entrada} \quad \text{(kJ)} \tag{6-1}$$

El trabajo neto también se puede determinar de los datos de transferencia de calor solamente. Los cuatro componentes de la central eléctrica de vapor tienen que ver con flujo másico que entra y sale, por lo tanto se deben considerar como sistemas abiertos. Sin embargo, estos componentes junto con las tuberías de conexión siempre contienen el mismo fluido (sin contar el vapor que pudiera escapar, por supuesto). No entra ni sale masa de este sistema de combinación, lo cual se indica por medio del área sombreada en la figura 6-10; así, se puede analizar como un sistema cerrado. Recuerde que para que un sistema cerrado experimente un ciclo, el cambio de energía interna ΔU es cero y, en consecuencia, la salida de trabajo neto del sistema también es igual a la transferencia neta de calor hacia el sistema:

$$W_{neto,salida} = Q_{entrada} - Q_{salida} \quad \text{(kJ)} \tag{6-2}$$

Eficiencia térmica

En la ecuación 6-2, Q_{salida} representa la magnitud de la energía que se desperdicia con la finalidad de completar el ciclo. Pero Q_{salida} nunca es cero; de esta manera, la salida neta de trabajo de una máquina térmica es siempre menor que la cantidad de entrada de calor. Es decir, sólo parte del calor transferido a la máquina térmica se convierte en trabajo. La fracción de la entrada de calor que se convierte en salida de trabajo neto es una medida del desempeño de una máquina térmica y se llama **eficiencia térmica** η_{ter} (Fig. 6-12).

Para las máquinas térmicas, la salida deseada es la de trabajo neto, mientras que la entrada que requieren es la cantidad de calor suministrado al fluido de trabajo. Entonces la eficiencia térmica de una máquina térmica se puede expresar como

$$\text{Eficiencia térmica} = \frac{\text{Salida de trabajo neto}}{\text{Entrada de calor total}} \tag{6-3}$$

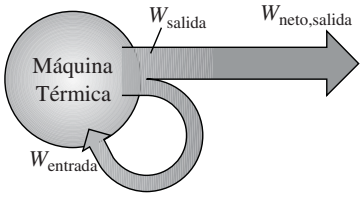


Figura 6-11

Una porción de la salida de trabajo de una máquina térmica se consume internamente para mantenerla en operación continua.

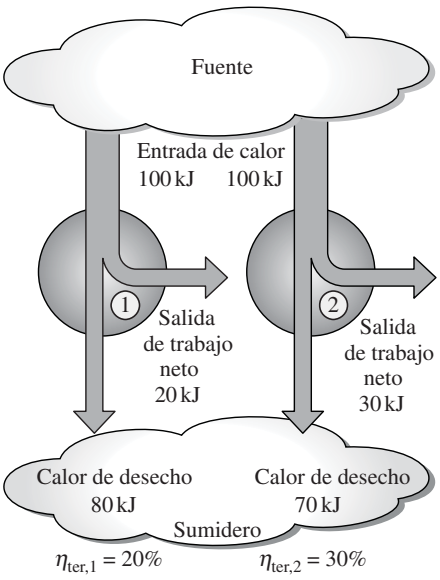


Figura 6.12

Algunas máquinas térmicas se desempeñan mejor que otras (convierten más trabajo a partir del calor que reciben).

o bien,

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{W_{\text{neto,salida}}}{Q_{\text{entrada}}} \tag{6-4}$$

También es posible expresarla como

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{Q_{\text{salida}}}{Q_{\text{entrada}}} \tag{6-5}$$

dado que $W_{\text{neto,salida}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}$.

Los dispositivos cíclicos de interés práctico como las máquinas térmicas, los refrigeradores y las bombas de calor operan entre un medio de alta temperatura (o depósito) a temperatura T_H y otro de baja temperatura (o depósito) a temperatura T_L. Para uniformar el tratamiento de máquinas térmicas, refrigeradores y bombas de calor, se definen estas dos cantidades:

Q_H = magnitud de la transferencia de calor entre el dispositivo cíclico y el medio de alta temperatura a temperatura T_H

Q_L = magnitud de la transferencia de calor entre el dispositivo cíclico y el medio de baja temperatura a temperatura T_L

Observe que Q_L y Q_H están definidas como *magnitudes*, por lo tanto son cantidades positivas. La dirección de Q_H y Q_L se determina fácilmente mediante inspección. Entonces, el trabajo neto y las relaciones de eficiencia térmica para cualquier máquina térmica (mostrada en la figura 6-13) también se pueden expresar como

$$W_{\text{neto,salida}} = Q_H - Q_L$$

y

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{W_{\text{neto,salida}}}{Q_H}$$

o bien,

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \tag{6-6}$$

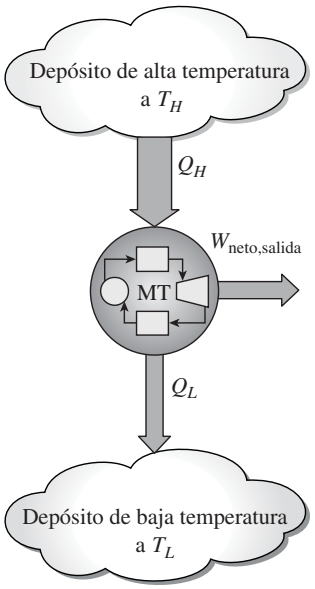


Figura 6-13
Esquema de una máquina térmica.

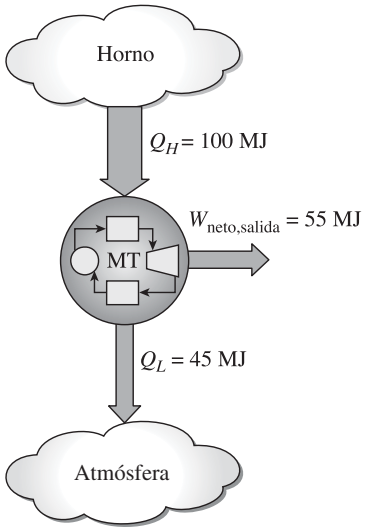


Figura 6-14
Incluso las máquinas térmicas más eficientes rechazan casi la mitad de la energía que reciben como calor de desecho.

La eficiencia térmica de una máquina térmica siempre es menor a la unidad porque Q_L y Q_H se definen como cantidades positivas.

La eficiencia térmica es una medida de qué tan eficientemente una máquina térmica convierte el calor que recibe en trabajo. Las máquinas térmicas se construyen con el propósito de convertir el calor en trabajo, de ahí que los ingenieros traten constantemente de mejorar las eficiencias de estos dispositivos dado que mayor eficiencia significa menos consumo de combustible y por lo tanto menores costos y menos contaminación.

Las eficiencias térmicas de dispositivos que producen trabajo son relativamente bajas. Los motores ordinarios de automóviles de ignición por chispa tienen una eficiencia térmica de alrededor de 25 por ciento. Es decir, un motor de automóvil convierte cerca de 25 por ciento de la energía química de la gasolina en trabajo mecánico. Este número es tan alto como 40 por ciento de los motores diesel y las grandes centrales de turbinas de gas, y tan alto como 60 por ciento de las grandes centrales eléctricas que funcionan con gas y vapor. Así, incluso con las máquinas térmicas más eficientes disponibles en la actualidad, casi la mitad de la energía suministrada termina en ríos, lagos o en la atmósfera como energía de desecho o inútil (Fig. 6-14).

¿Es posible ahorrar Q_{salida}?

En una central eléctrica de vapor, el condensador es el dispositivo donde grandes cantidades de calor de desecho se rechaza hacia ríos, lagos o la atmósfera. Entonces surge la pregunta: ¿es posible sacar el condensador de la central y ahorrar toda esa energía de desecho? Desafortunadamente, la respuesta a esta pregunta es un *no* contundente por la simple razón de que sin un proceso de rechazo de calor en un condensador, el ciclo no estaría completo (los dispositivos cíclicos como las centrales eléctricas de vapor no pueden funcionar de forma continua a menos que se complete el ciclo). Esto se demuestra a continuación con la ayuda de una máquina térmica simple.

Se tiene la máquina térmica simple mostrada en la figura 6-15, la cual se usa para elevar el peso. Consta de un dispositivo de cilindro-émbolo con dos conjuntos de topes. El fluido de trabajo es el gas contenido dentro del cilindro. Al inicio, la temperatura del gas es 30 °C. El émbolo, que se carga con los pesos, descansa sobre la parte superior de los topes inferiores. Después se transfieren 100 kJ de calor al gas en el cilindro desde una fuente a 100 °C, lo que provoca que el gas se expanda y eleve el émbolo con carga hasta que llega a los topes superiores, como se ilustra en la figura. En este punto se retira la carga y se observa que la temperatura del gas es de 90 °C.

El trabajo realizado sobre la carga durante este proceso de expansión es igual al incremento en su energía potencial, por ejemplo 15 kJ. Incluso en condiciones ideales (émbolo sin peso, sin fricción, ninguna pérdida de calor y expansión en cuasiequilibrio), la cantidad de calor suministrado al gas es mayor que el trabajo hecho ya que parte del calor suministrado se usa para elevar la temperatura del gas.

Ahora se intentará contestar esta pregunta: *¿es posible transferir de nuevo, para usarlos posteriormente, los 85 kJ de calor excedentes a 90 °C hacia el depósito a 100 °C?* Si esto es posible, entonces se tendrá una máquina térmica con una eficiencia térmica de 100 por ciento en condiciones ideales. La respuesta a esta pregunta nuevamente es *no*, por el simple hecho de que el calor se transfiere siempre de un medio de alta temperatura a otro de baja, y nunca al contrario. Por lo tanto, no se puede enfriar este gas de 90 a 30 °C transfiriendo calor hacia un depósito a 100 °C. En cambio, se tiene que poner al sistema en contacto con un depósito de baja temperatura, por ejemplo a 20 °C, de modo que el gas pueda volver a su estado inicial al rechazar sus excedentes 85 kJ de energía como calor hacia este depósito. Esta energía no se puede reciclar, y se denomina de modo adecuado *energía de desecho*.

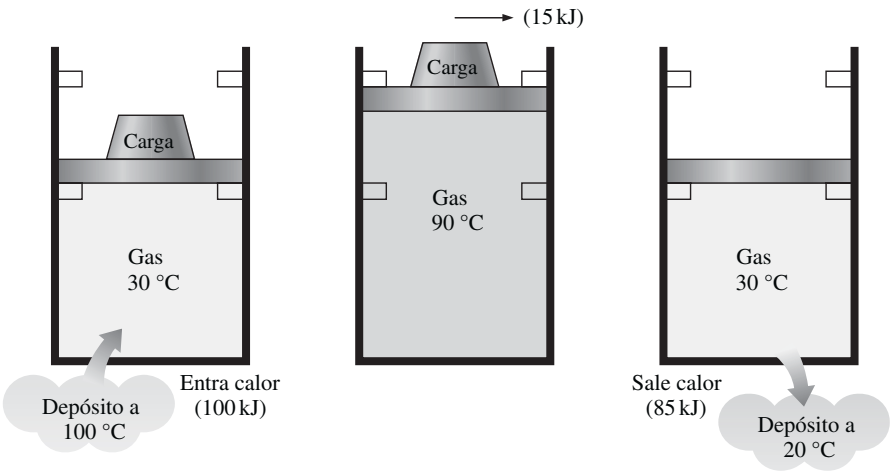


Figura 6-15
Un ciclo de máquina térmica no se puede completar sin rechazar cierta cantidad de calor a un sumidero de baja temperatura.

De esta explicación se concluye que toda máquina térmica debe *desperdiciar* cierta cantidad de energía transfiriéndola a un depósito de baja temperatura a fin de completar el ciclo, incluso en condiciones idealizadas. El requerimiento de que una máquina térmica intercambie calor con al menos dos depósitos para operación continua conforma el fundamento para la expresión de Kelvin-Planck de la segunda ley de la termodinámica, la cual será analizada posteriormente en esta sección.

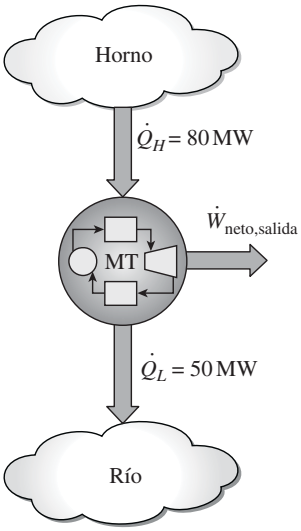


Figura 6-16
Esquema para el ejemplo 6-1.

EJEMPLO 6-1 Producción de potencia neta de una máquina térmica

Se transfiere calor a una máquina térmica desde un horno a una tasa de 80 MW. Si la tasa de rechazo de calor hacia un río cercano es 50 MW, determine la salida de potencia neta y la eficiencia térmica para esta máquina térmica.

Solución Se cuenta con las tasas de transferencia de calor hacia y desde una máquina térmica. Se determinará la salida de potencia neta y la eficiencia térmica.

Suposición Se ignoran las pérdidas de calor por las tuberías y otros componentes.

Análisis En la figura 6-16 se ofrece un esquema de la máquina térmica. El horno sirve como un depósito de alta temperatura para la máquina y el río como un depósito de temperatura baja. Las cantidades dadas se pueden expresar como

$$\dot{Q}_H = 80\ \text{MW} \qquad \text{y} \qquad \dot{Q}_L = 50\ \text{MW}$$

La salida de potencia neta para esta máquina térmica es

$$\dot{W}_{\text{neto,salida}} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = (80 - 50)\ \text{MW} = \mathbf{30\ MW}$$

La eficiencia térmica se determina sin dificultad como

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{\dot{W}_{\text{neto,salida}}}{\dot{Q}_H} = \frac{30\ \text{MW}}{80\ \text{MW}} = \mathbf{0.375}\ \text{(o bien, 37.5 por ciento)}$$

Comentario La máquina térmica convierte en trabajo 37.5 por ciento del calor que recibe.

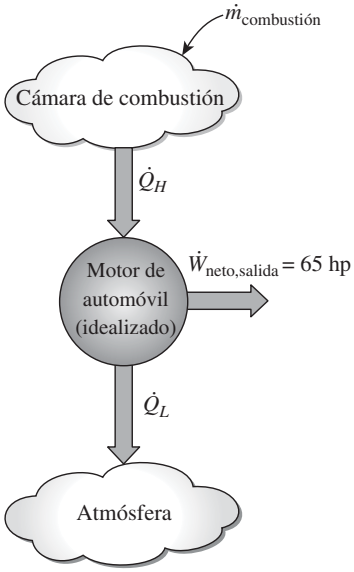


Figura 6-17
Esquema para el ejemplo 6-2.

EJEMPLO 6-2 Tasa de consumo de combustible de un automóvil

Un motor de automóvil con una salida de potencia de 65 hp tiene una eficiencia térmica de 24 por ciento. Determine la tasa de consumo de combustible de este automóvil si el combustible tiene un poder calórico de 19 000 Btu/lbm (es decir, 19 000 Btu de energía se liberan por cada lbm de combustible quemado).

Solución Se cuenta con los datos de la salida de potencia y la eficiencia de un motor de automóvil. Se determinará la tasa de consumo de combustible del automóvil.

Suposición La salida de potencia del automóvil es constante.

Análisis En la figura 6-17 se ofrece el esquema de un motor de automóvil, el cual es propulsado convirtiendo en trabajo 24 por ciento de la energía química liberada durante el proceso de combustión. La cantidad de entrada de energía requerida para producir una salida de potencia de 65 hp se determina a partir de la definición de eficiencia térmica como

$$\dot{Q}_H = \frac{W_{\text{neto,salida}}}{\eta_{\text{ter}}} = \frac{65\ \text{hp}}{0.24}\left(\frac{2\,545\ \text{Btu/h}}{1\ \text{hp}}\right) = 689\,270\ \text{Btu/h}$$

Para suministrar energía a esta tasa, la máquina debe quemar combustible a una tasa de

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = \frac{689\,270 \text{ Btu/h}}{19\,000 \text{ Btu/lbm}} = \mathbf{36.3 \text{ lbm/h}}$$

ya que se liberan 19 000 Btu de energía térmica por cada lbm de combustible quemado.

Comentario Si se pudiera duplicar la eficiencia térmica del automóvil, la tasa de consumo de combustible se reduciría a la mitad.

La segunda ley de la termodinámica: enunciado de Kelvin-Planck

Respecto a la máquina térmica mostrada en la figura 6-15 se demostró que incluso bajo condiciones ideales una máquina de este tipo debe rechazar algo de calor hacia un depósito que se encuentra a baja temperatura con la finalidad de completar el ciclo. Es decir, ninguna máquina térmica puede convertir todo el calor que recibe en trabajo útil. Esta limitación de la eficiencia térmica de las máquinas térmicas forma la base para el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley de la termodinámica, que se expresa como sigue:

> Es imposible que un dispositivo que opera en un ciclo reciba calor de un solo depósito y produzca una cantidad neta de trabajo.

Es decir, una máquina térmica debe intercambiar calor con un sumidero de baja temperatura así como con una fuente de temperatura alta para seguir funcionando. El enunciado de Kelvin-Planck se puede expresar también como: *ninguna máquina térmica puede tener una eficiencia térmica de 100 por ciento* (Fig. 6-18), o bien: *para que una central eléctrica opere, el fluido de trabajo debe intercambiar calor con el ambiente, así como con el horno*.

Observe que la imposibilidad de tener una máquina térmica con 100 por ciento de eficiencia no se debe a la fricción o a otros efectos de disipación, es una limitación que se aplica a las máquinas térmicas ideales y reales. Después en este capítulo, se desarrolla una relación para la eficiencia térmica máxima de una máquina térmica. Asimismo, se demuestra que este valor máximo depende sólo de la temperatura del depósito.

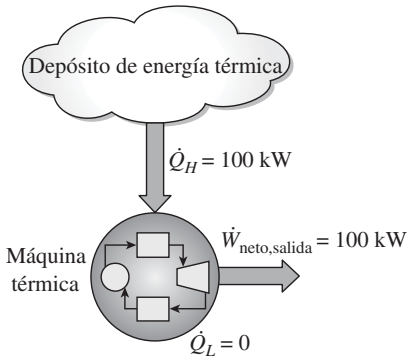


Figura 6-18
Ésta es una máquina térmica que viola el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley.

6-4 ▪ Refrigeradores y bombas de calor

Se sabe por experiencia que el calor se transfiere en la dirección de temperatura decreciente, es decir, desde medios a temperatura alta hacia los de temperatura baja. Este proceso de transferencia de calor ocurre en la naturaleza sin requerir ningún dispositivo. Sin embargo, el proceso inverso no puede ocurrir por sí mismo. La transferencia de calor de un medio que se encuentra a baja temperatura hacia otro de temperatura alta requiere dispositivos especiales llamados **refrigeradores**.

Los refrigeradores, como las bombas de calor, son dispositivos cíclicos. El fluido de trabajo utilizado en el ciclo de refrigeración se denomina **refrigerante**. El ciclo de refrigeración que se utiliza con mayor frecuencia es el *ciclo de refrigeración por compresión por vapor*, en el que intervienen cuatro componentes principales: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador, como se ilustra en la figura 6-19.

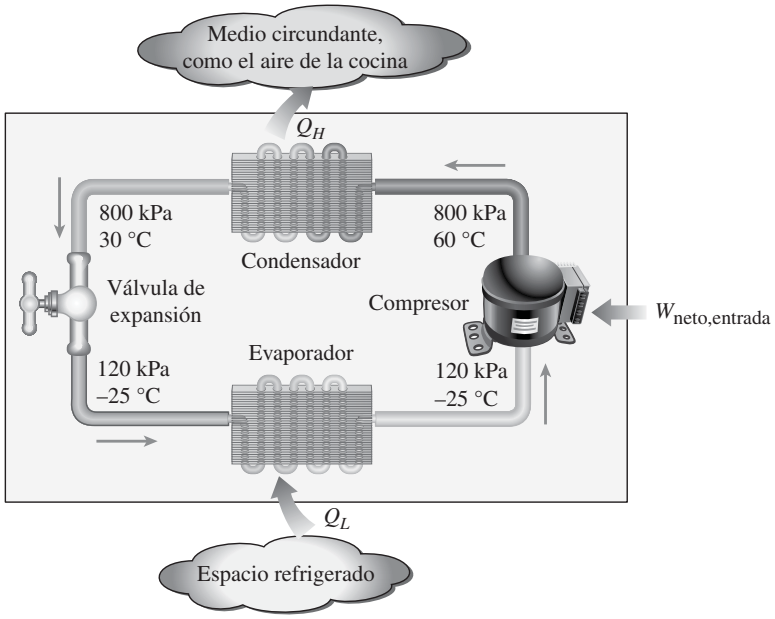


Figura 6-19

Componentes básicos de un sistema de refrigeración y sus condiciones de operación características.

El refrigerante entra al compresor como vapor y se comprime hasta la presión del condensador, posteriormente sale del compresor a una temperatura relativamente alta y se enfría y condensa a medida que fluye por los serpentines del condensador rechazando calor al medio circundante. Después entra al tubo capilar donde su presión y temperatura caen de forma drástica debido al efecto de estrangulamiento. Luego, el refrigerante a temperatura baja entra al evaporador, donde se evapora absorbiendo calor del espacio refrigerado. El ciclo se completa cuando el refrigerante sale del evaporador y vuelve a entrar al compresor.

En un refrigerador doméstico, el compartimiento del congelador donde el refrigerante absorbe calor sirve como evaporador, mientras que el serpentín situado comúnmente detrás del refrigerador, donde el calor se disipa hacia el aire de la cocina, sirve como condensador.

El esquema de un refrigerador se muestra en la figura 6-20. Aquí, Q_L es la magnitud del calor eliminado del espacio refrigerado a temperatura T_L, Q_H es la magnitud del calor rechazado hacia el medio caliente a temperatura T_H y $W_{\text{neto,entrada}}$ es la entrada de trabajo neto al refrigerador. Como se explicó, Q_L y Q_H representan magnitudes, por lo tanto son cantidades positivas.

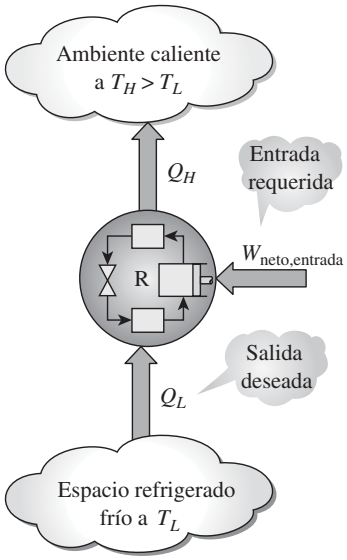


Figura 6-20

El objetivo de un refrigerador es eliminar Q_L de un espacio enfriado.

Coeficiente de desempeño

La *eficiencia* de un refrigerador se expresa en términos del **coeficiente de desempeño** (COP, siglas de *coefficient of performance*), el cual se denota mediante COP_R. El objetivo de un refrigerador es remover calor (Q_L) del espacio refrigerado. Para lograr este objetivo, se requiere una entrada de trabajo de $W_{\text{neto,entrada}}$. Entonces, el COP de un refrigerador se puede expresar como

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}} \tag{6-7}$$

Esta relación también se puede expresar en forma de tasa reemplazando Q_L por $\dot{Q}_L$ y $W_{\text{neto,entrada}}$ por $\dot{W}_{\text{neto,entrada}}$.

El principio de conservación de la energía para un dispositivo cíclico requiere que

$$W_{\text{neto, entrada}} = Q_H - Q_L \qquad \text{(kJ)} \tag{6-8}$$

Entonces, la relación del COP se convierte en

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \tag{6-9}$$

Observe que el valor del COP_R puede ser *mayor que la unidad*. Es decir, la cantidad de calor eliminada del espacio refrigerado puede ser mayor que la cantidad de entrada de trabajo. Esto contrasta con la eficiencia térmica, la cual nunca puede ser mayor que 1. De hecho, una razón para expresar la eficiencia de un refrigerador con otro término, el coeficiente de desempeño, es el deseo de evitar la rareza de tener eficiencias mayores que la unidad.

Bombas de calor

Otro dispositivo que transfiere calor desde un medio de baja temperatura a otro de alta es la **bomba de calor**, mostrada esquemáticamente en la figura 6-21. Los refrigeradores y las bombas de calor operan en el mismo ciclo, pero difieren en sus objetivos. El propósito de un refrigerador es mantener el espacio refrigerado a una temperatura baja eliminando calor de éste. Descargar este calor hacia un medio que está a temperatura mayor es solamente una parte necesaria de la operación, no el propósito. El objetivo de una bomba de calor, sin embargo, es mantener un espacio calentado a una temperatura alta. Esto se logra absorbiendo calor desde una fuente que se encuentra a temperatura baja, por ejemplo, agua de pozo o aire frío exterior en invierno, y suministrando este calor a un medio de temperatura alta como una casa (Fig. 6-22).

Un refrigerador ordinario que se coloca en la ventana de una casa con la puerta abierta hacia el frío aire exterior en invierno funcionará como una bomba de calor porque tratará de enfriar el exterior absorbiendo calor de él y rechazándolo hacia la casa a través de los serpentines situados detrás (Fig. 6-23).

La medida de desempeño de una bomba de calor también se expresa en términos del **coeficiente de desempeño** COP_HP, definido como

$$\text{COP}_\text{HP} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}} \tag{6-10}$$

que también se puede expresar como

$$\text{COP}_\text{HP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \tag{6-11}$$

Una comparación de las ecuaciones 6-7 y 6-10 revela que

$$\text{COP}_\text{HP} = \text{COP}_\text{R} + 1 \tag{6-12}$$

para valores fijos de Q_L y Q_H. Esta relación indica que el coeficiente de desempeño de una bomba de calor siempre es mayor que la unidad puesto que COP_R es una cantidad positiva. Es decir, una bomba de calor funcionará, en el peor de los casos, como un calentador de resistencia al suministrar tanta energía como requiera la casa. Sin embargo, en realidad parte de Q_H se va al aire exterior a través de la tubería y otros dispositivos, por lo que el COP_HP podría ser menor que la unidad cuando la temperatura del aire exterior es demasiado baja. Cuando esto sucede, el sistema cambia comúnmente a un modo de calentamiento de resistencia. La mayor parte de las bombas de calor que operan en la actualidad tienen un COP promedio para las estaciones del año de entre 2 y 3.

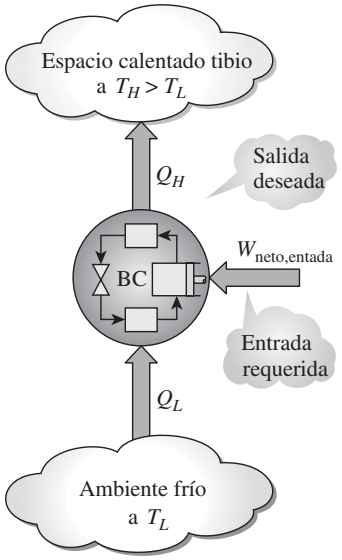


Figura 6-21
El objetivo de una bomba de calor es suministrar calor Q_H hacia el espacio más caliente.

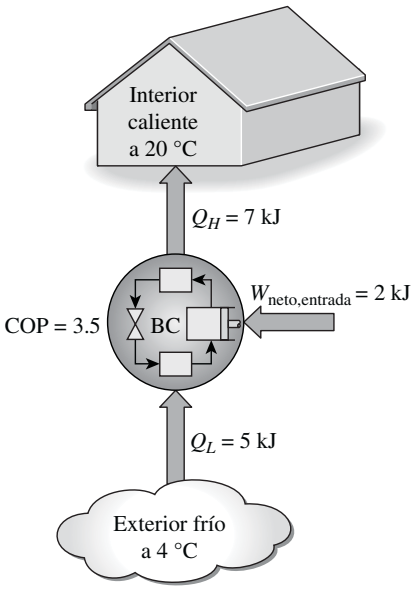


Figura 6-22
El trabajo suministrado a una bomba de calor se usa para extraer energía del exterior frío y llevarla al interior caliente.

La mayor parte de las bombas de calor utilizan el aire frío exterior como fuente de calor en invierno, y se conocen como *bombas de calor de fuente de aire*. El COP de esta clase de bombas de calor es de alrededor de 3.0 en las condiciones especificadas por el diseño. Las bombas de calor de fuente de aire no son apropiadas para climas fríos porque su eficacia disminuye en forma considerable cuando las temperaturas están por debajo del punto de congelación. En esos casos se pueden emplear las bombas de calor geotérmicas (conocidas también como de fuente de tierra) que usan el suelo como fuente de calor. Estas bombas requieren tuberías enterradas a una profundidad de entre 1 y 2 m, y su instalación es más cara, pero también son más eficientes (hasta 45 por ciento más que las bombas de calor de fuente de aire). El COP de las bombas de calor de fuente de tierra puede ser tan alto como 6 en el modo de enfriamiento.

Los **acondicionadores de aire** son básicamente refrigeradores cuyo espacio refrigerado es una habitación o un edificio en lugar de un compartimiento de alimentos. Una unidad de acondicionador de aire tipo ventana enfría una habitación al absorber calor del aire de la habitación y descargarlo hacia el exterior. Esta misma unidad puede usarse como bomba de calor en invierno instalándola hacia atrás. De este modo, la unidad absorbe calor desde el exterior frío y lo entrega a la habitación. Los sistemas de aire acondicionado equipados con controles adecuados y una válvula de inversión operan como acondicionadores de aire en verano y como bombas de calor en invierno.

Desempeño de refrigeradores, acondicionadores de aire y bombas de calor

El desempeño de acondicionadores de aire y bombas de calor se expresa con frecuencia en términos del **índice de eficiencia de la energía** (EER, por sus siglas en inglés) o el **índice estacional de eficiencia energética** (SEER, por sus siglas en inglés), determinada por las siguientes normas de prueba. La SEER es la relación de la cantidad total del calor disipado por un acondicionador de aire o por una bomba térmica durante una estación normal de enfriamiento (en Btu) con respecto a la cantidad total de electricidad consumida (en watt-horas, Wh), y es una medida del desempeño estacional del equipo de enfriamiento. La EER, por otro lado, es una medida de la eficiencia energética instantánea, y se define como la relación de la tasa de remoción de calor del espacio enfriado por el equipo de enfriamiento con respecto a la tasa de consumo de electricidad en operación uniforme. Por lo tanto, tanto la EER como la SEER tienen la unidad Btu/Wh. Si se considera que 1 kWh = 3 412 Btu y por ende que 1 Wh = 3.412 Btu, una unidad que elimina 1 kWh de calor del espacio frío por cada kWh de electricidad que consume (COP = 1), tendrá un EER de 3.412. Por lo tanto, la relación entre EER (o SEER) y COP es

$$\text{EER} = 3.1412\ \text{COP}_R$$

Para promover el uso eficiente de energía, los gobiernos de todo el mundo han decretado normas mínimas para el desempeño de equipo que consume energía. La mayoría de los acondicionadores de aire o bombas de calor en el mercado tienen valores SEER de 13 a 21, lo cual corresponde a valores COP de 3.8 a 6.2. El mejor desempeño se logra usando unidades provistas de unidades motrices de velocidad variable (que también se conocen como "inversores"). Mediante un microprocesador, los compresores y ventiladores de velocidad variable permiten que la unidad opere a su máxima eficiencia para distintas necesidades de calentamiento y enfriamiento en determinadas condiciones climáticas. Por ejemplo, en el modo de acondicionamiento de aire

operan a velocidades mayores en días cálidos y a velocidades menores en días más fríos, así que se mejora la eficiencia y el confort.

El EER o COP de un refrigerador disminuye con la decreciente temperatura de refrigeración, por lo tanto no es económico refrigerar a una temperatura menor a la necesaria. Los valores de COP para los refrigeradores están en el intervalo de 2.6 a 3.0 para áreas de edición y preparación; 2.3 a 2.6 para carne, embutidos, lácteos y frutas; 1.2 a 1.5 para alimentos congelados, y 1.0 a 1.2 para unidades de helados. Observe que el COP de los congeladores es casi la mitad del de los refrigeradores para carne, por lo tanto cuesta el doble enfriar productos a base de carne con aire refrigerado que está lo suficientemente frío para alimentos congelados. Una buena práctica de conservación de energía es usar sistemas de refrigeración separados para satisfacer diferentes necesidades de refrigeración.

EJEMPLO 6-3 Rechazo de calor mediante un refrigerador

El compartimiento para comida de un refrigerador, que se muestra en la figura 6-23, se mantiene a 4 °C al extraer calor de éste a una tasa de 360 kJ/min. Si la entrada de potencia requerida al refrigerador es de 2 kW, determine *a*) el coeficiente de desempeño del refrigerador y *b*) la tasa de rechazo de calor hacia la habitación que aloja al refrigerador.

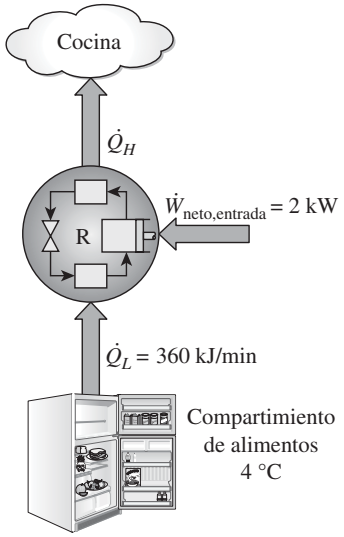


Figura 6-23
Esquema para el ejemplo 6-3.

Solución Se conoce el consumo de potencia de un refrigerador. Se determinarán el COP y la tasa de rechazo de calor.

Suposición Existen condiciones de operación estacionarias.

Análisis *a*) El coeficiente de desempeño del refrigerador es

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{neto,entrada}}} = \frac{360\ \text{kJ/min}}{2\ \text{kW}} \left(\frac{1\ \text{kW}}{60\ \text{kJ/min}} \right) = \mathbf{3}$$

Es decir, 3 kJ de calor se extraen del espacio refrigerado por cada kJ de trabajo suministrado.

b) La tasa a la que se rechaza calor hacia la habitación donde se encuentra el refrigerador se determina a partir de la relación de conservación de la energía para dispositivos cíclicos,

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{\text{neto,entrada}} = 360\ \text{kJ/min} + (2\ \text{kW}) \left(\frac{60\ \text{kJ/min}}{1\ \text{kW}} \right) = \mathbf{480\ kJ/min}$$

Comentario Observe que la energía removida del espacio refrigerado como calor y la energía suministrada al refrigerador como trabajo eléctrico, al final se manifiestan en el aire de la habitación y se vuelven parte de la energía interna del aire. Esto demuestra que la energía interna puede cambiar de una forma a otra, moverse de un lugar a otro, pero nunca se destruye durante un proceso.

EJEMPLO 6-4 Calentamiento de una casa mediante una bomba de calor

Se utiliza una bomba de calor para satisfacer los requerimientos de calefacción de una casa y mantenerla a 20 °C. Se estima que la casa pierde calor a una tasa de 80 000 kJ/h en un día en el que la temperatura del aire exterior desciende a −2 °C. Si la bomba de calor en estas condiciones tiene un COP de 2.5, determine *a*) la potencia consumida por la bomba de calor y *b*) la tasa a la que se extrae calor del aire frío exterior.

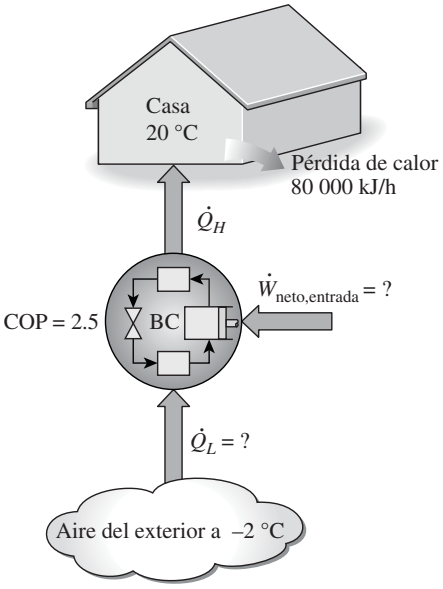


Figura 6-24
Esquema para el ejemplo 6-4.

Solución Se conoce el COP de una bomba de calor. Se determinará el consumo de potencia y la tasa de absorción de calor.
Suposición Existen condiciones operativas estacionarias.
Análisis *a*) El consumo de potencia de esta bomba de calor, mostrado en la figura 6-24, se determina a partir de la definición del coeficiente de desempeño como

$$\dot{W}_{\text{neto,entrada}} = \frac{\dot{Q}_H}{\text{COP}_{\text{HP}}} = \frac{80\,000 \text{ kJ/h}}{2.5} = \mathbf{32\,000 \text{ kJ/h}} \text{ (u 8.9 kW)}$$

b) La casa pierde calor a una tasa de 80 000 kJ/h, pero si se va a mantener a una temperatura constante de 20 °C, la bomba de calor debe entregarle calor a la misma tasa, es decir, a una de 80 000 kJ/h. Entonces la tasa de transferencia de calor desde el exterior se convierte en

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_H - \dot{W}_{\text{neto, entrada}} = (80\,000 - 32\,000) \text{ kJ/h} = \mathbf{48\,000 \text{ kJ/h}}$$

Comentario Como en realidad 48 000 de los 80 000 kJ/h entregados a la casa se extraen del aire frío exterior, por lo tanto sólo se costean los 32 000 kJ/h suministrados como trabajo eléctrico a la bomba de calor. Si en cambio se usara un calentador de resistencia eléctrica, sería necesario suministrar los 80 000 kJ/h al calentador de resistencia como energía eléctrica. Esto significaría un costo por calefacción 2.5 veces mayor, lo cual explica la popularidad de las bombas de calor como sistemas de calefacción y por qué se prefieren en lugar de los calentadores de resistencia eléctrica a pesar de su costo inicial considerablemente mayor.

La segunda ley de la termodinámica: enunciado de Clausius

Hay dos enunciados clásicos de la segunda ley, el de Kelvin-Planck que se relaciona con las máquinas térmicas y analizado en la sección precedente, y el de Clausius, relacionado con refrigeradores o bombas de calor. El enunciado de Clausius se expresa como sigue:

> Es imposible construir un dispositivo que opere en un ciclo sin que produzca ningún otro efecto que la transferencia de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura.

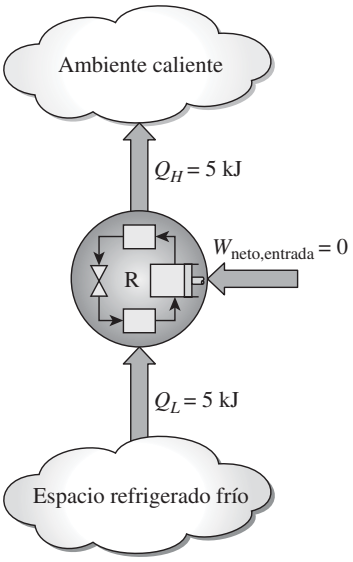


Figura 6-25
Éste es un refrigerador que viola el enunciado de Clausius de la segunda ley.

Se sabe bien que el calor, por sí solo, no se transfiere de un medio frío a uno más caliente. El enunciado de Clausius no significa que sea imposible construir un dispositivo cíclico que transfiera calor de un medio frío a otro más caliente. De hecho, esto es precisamente lo que hace un refrigerador doméstico común. El enunciado establece simplemente que un refrigerador no puede operar a menos que su compresor sea propulsado mediante una fuente de energía externa, como un motor eléctrico (Fig. 6-25). De este modo, el efecto neto sobre los alrededores tiene que ver con el consumo de cierta energía en la forma de trabajo, además de la transferencia de calor de un cuerpo más frío a otro más caliente; es decir, deja un rastro en los alrededores. Por lo tanto, un refrigerador doméstico concuerda por completo con el enunciado de Clausius de la segunda ley.

Ambos enunciados de la segunda ley, el de Kelvin-Planck y el de Clausius, son negativos, y un enunciado de este tipo no se puede comprobar. Como cualquier otra ley física, la segunda ley de la termodinámica está basada en

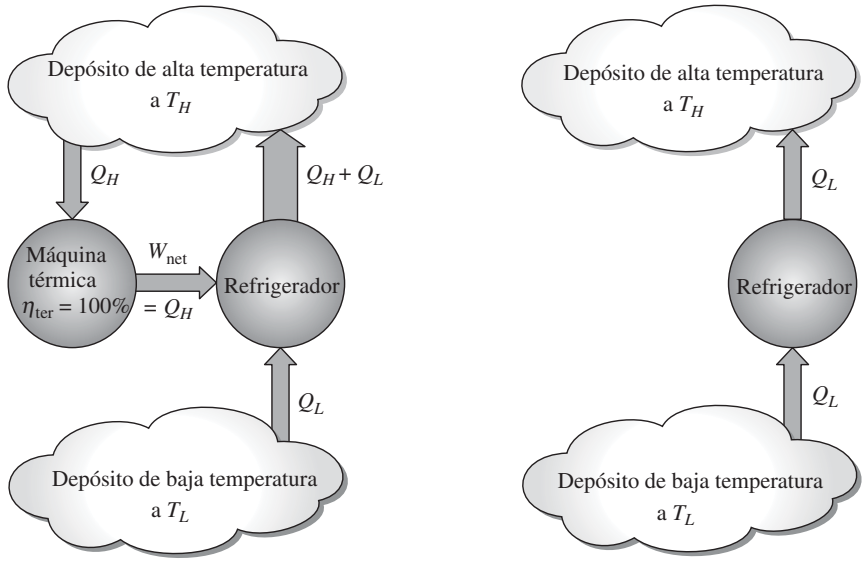
observaciones experimentales. A la fecha, no se ha realizado ningún experimento que contradiga la segunda ley y esto se debe tomar como prueba suficiente de su validez.

Equivalencia de los dos enunciados

Los enunciados de Kelvin-Planck y Clausius son equivalentes en sus consecuencias, y se puede usar cualquiera como expresión de la segunda ley de la termodinámica. Cualquier dispositivo que viole el enunciado de Kelvin-Planck también viola el de Clausius, y viceversa. Esto se puede demostrar como sigue.

Se tiene la combinación, mostrada en la figura 6-26*a*), de dos dispositivos: una máquina térmica y un refrigerador, combinación que opera entre los mismos dos depósitos. Se supone que la máquina térmica tiene, violando el enunciado de Kelvin-Planck, una eficiencia térmica de 100 por ciento y en consecuencia convierte todo el calor Q_H que recibe en trabajo W. Este trabajo se suministra ahora a un refrigerador que elimina calor en la cantidad Q_L del depósito de baja temperatura y rechaza calor en la cantidad de $Q_L + Q_H$ hacia el depósito de alta temperatura. Durante este proceso, el depósito a alta temperatura recibe una cantidad neta de calor Q_L (la diferencia entre $Q_L + Q_H$ y Q_H). Así, la combinación de estos dos dispositivos se puede considerar como un refrigerador, como se ilustra en la figura 6-26*b*), que transfiere calor en una cantidad Q_L desde un cuerpo más frío hacia otro más caliente sin requerir ninguna entrada desde el exterior. Esto es una violación clara del enunciado de Clausius. Por lo tanto, se puede concluir que una violación del enunciado de Kelvin-Planck da como resultado una violación del enunciado de Clausius.

De una manera similar también se puede demostrar que una violación del enunciado de Clausius origina la violación del de Kelvin-Planck. Entonces, los enunciados de Clausius y Kelvin-Planck son dos expresiones equivalentes de la segunda ley de la termodinámica.



a) Un refrigerador propulsado por una máquina térmica con 100 por ciento de eficiencia

b) El refrigerador equivalente

Figura 6-26

Comprobación de que la violación del enunciado de Kelvin-Planck da lugar a la violación del enunciado de Clausius.

6-5 ▪ Máquinas de movimiento perpetuo

Se ha expresado varias veces que un proceso no se puede llevar a cabo a menos que cumpla con las leyes primera y segunda de la termodinámica. Cualquier dispositivo que viola alguna de las dos leyes se llama **máquina de movimiento perpetuo** y, a pesar de numerosos intentos, no se sabe de alguna máquina de este tipo que haya funcionado. Pero esto no ha impedido que los inventores intenten crear nuevas.

Un dispositivo que viola la primera ley de la termodinámica (al *crear* energía) se llama **máquina de movimiento perpetuo de primera clase** (MMP1) y otro que viola la segunda ley se llama **máquina de movimiento perpetuo de segunda clase** (MMP2).

Considere la central eléctrica de vapor mostrada en la figura 6-27. Se propone calentar vapor mediante calentadores de resistencia colocados dentro de una caldera, en lugar de usar la energía que proporcionan los combustibles fósiles o nucleares. Parte de la electricidad generada en la planta se usará para alimentar los calentadores así como la bomba, mientras que el resto se suministrará a la red eléctrica como salida neta de trabajo. El inventor afirma que una vez encendido el sistema, esta central de energía producirá electricidad de forma indefinida sin requerir ninguna entrada de energía del exterior.

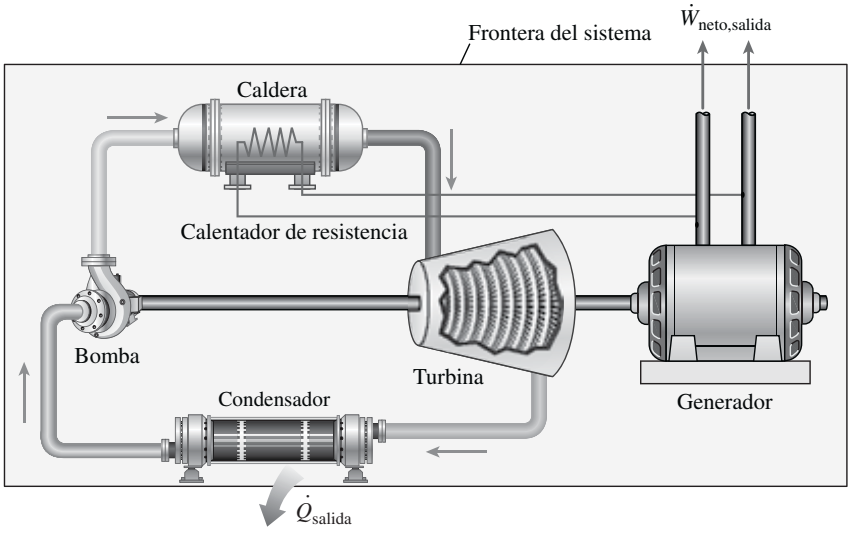


Figura 6-27
Máquina de movimiento perpetuo que viola la primera ley de la termodinámica (MMP1).

Pues bien, se tiene un invento que resolvería el problema mundial de energía, si funciona, por supuesto. Un examen cuidadoso de este invento revela que el sistema delimitado por el área sombreada suministra energía hacia el exterior en forma constante a una tasa de $\dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{W}_{\text{neto,salida}}$ sin recibir ninguna energía. Es decir, este sistema crea energía a una tasa de $\dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{W}_{\text{neto,salida}}$, lo que es claramente una violación de la primera ley. Por lo tanto, este maravilloso dispositivo no es otra cosa que una MMP1 y no merece más consideración.

Ahora se toma en cuenta otra novedosa idea del mismo inventor. Convencido de que la energía no se puede crear, el inventor sugiere las siguientes modificaciones que mejorarán en gran medida la eficiencia térmica de esa central eléctrica sin violar la primera ley. Consciente de que más de la mitad del calor transferido al vapor en el horno se desecha en el condensador hacia el ambiente, el inventor sugiere deshacerse de este componente despilfarrador y enviar el vapor a la bomba tan pronto como sale de la turbina, como se muestra en la figura 6-28. De este modo, todo el calor transferido al vapor en la caldera se convertirá en trabajo y por lo tanto la planta tendrá una eficien-

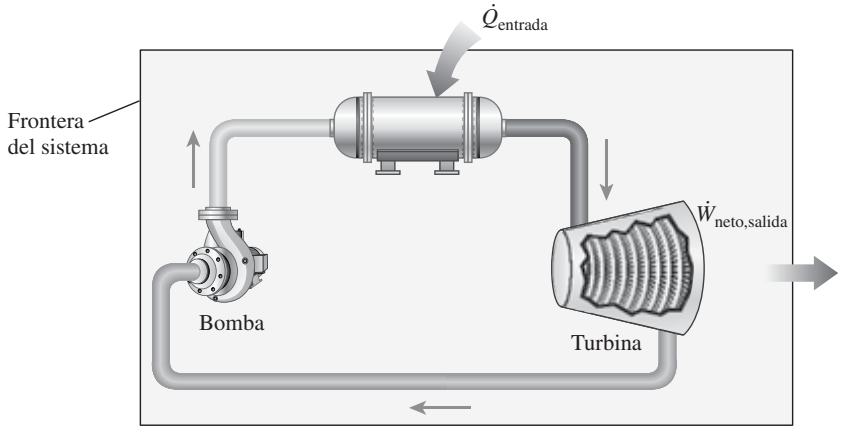


Figura 6-28
Máquina de movimiento perpetuo que viola la segunda ley de la termodinámica (MMP2).

cia teórica de 100 por ciento. El inventor comprende que ciertas pérdidas de calor y la fricción entre los componentes móviles son inevitables y que estos efectos dañarán un poco la eficiencia, pero aún espera que la eficiencia no sea menor a 80 por ciento (en oposición a 40 por ciento de la mayor parte de las centrales de energía reales) para un sistema diseñado con cuidado.

Pues bien, la posibilidad de duplicar la eficiencia sería realmente tentadora para los administradores de la central, y si no tuvieran la capacitación adecuada probablemente darían a esta idea una oportunidad, porque desde el punto de vista intuitivo no ven nada malo en esto. Sin embargo, un estudiante de termodinámica de inmediato identifica a este dispositivo como una MMP2, ya que funciona en un ciclo y realiza una cantidad neta de trabajo mientras intercambia calor con un solo depósito (el horno). Satisface la primera ley pero viola la segunda y, por lo tanto, no funcionará.

Incontables máquinas de movimiento perpetuo han sido propuestas a lo largo de la historia, y habrá muchas más. Algunos de quienes proponen incluso han patentado sus inventos, sólo para encontrar que lo que en realidad tienen en sus manos es un trozo de papel sin valor.

Algunos inventores de máquinas de movimiento perpetuo tuvieron éxito en conseguir fondos. Por ejemplo, un carpintero de Filadelfia de nombre J. W. Kelly reunió millones de dólares de inversionistas entre 1874 y 1898 para su *máquina de vacío pulsante hidroneumática*, que supuestamente podía mover 3 000 millas a un tren con 1 L de agua. Por supuesto, nunca lo logró. Después de su muerte en 1898, los investigadores descubrieron que la máquina de demostración era propulsada mediante un motor oculto. En fechas recientes, a un grupo de inversionistas se le propuso invertir $2.5 millones en un misterioso *incrementador de energía* que multiplicaba cualquier energía que utilizara, pero el abogado de los inversionistas quería primero la opinión de un experto. Confrontado por los científicos, el "inventor" abandonó la escena sin incluso intentar poner en funcionamiento su máquina de demostración.

Cansada de las aplicaciones que proponían máquinas de movimiento perpetuo, la Oficina de Patentes de Estados Unidos decretó en 1918 que ya no consideraría ninguna de éstas. Sin embargo, todavía se archivaron varias aplicaciones patentadas de esta clase y muchas pasaron inadvertidas por la oficina de patentes. Algunos aspirantes cuyas aplicaciones patentadas fueron refutadas recurrieron a la justicia; por ejemplo, en 1982 la Oficina de Patentes estadounidense descartó como otra máquina de movimiento perpetuo a un enorme dispositivo provisto de varios cientos de kilogramos de imanes giratorios y kilómetros de alambre de cobre que se supone genera más electricidad que la consumida a partir de un paquete de baterías. Sin embargo, el inventor impugnó la decisión y en 1985 la Oficina Nacional de Estándares

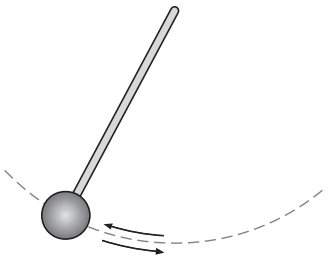
probó finalmente la máquina sólo para certificar que funciona con baterías. No obstante, esto no convenció al inventor de que su máquina no funcionará.

Las personas que proponen máquinas de movimiento perpetuo por lo común tienen mentes innovadoras, pero carecen de capacitación en ingeniería formal, lo cual es muy desafortunado. Nadie está exento de ser defraudado por una máquina de movimiento perpetuo, sin embargo, como reza el refrán: "Si algo suena demasiado bueno para ser verdad, es poco probable que lo sea."

6-6 ▪ Procesos reversibles e irreversibles

La segunda ley de la termodinámica establece que ninguna máquina térmica puede tener una eficiencia de 100 por ciento. Entonces cabe preguntar, ¿cuál es la eficiencia más alta que pudiera tener una máquina térmica? Antes de contestarla es necesario definir primero un proceso idealizado, llamado *proceso reversible*.

Los procesos que se estudiaron al comienzo de este capítulo ocurrieron en cierta dirección, y una vez ocurridos, no se pueden revertir por sí mismos de forma espontánea y restablecer el sistema a su estado inicial. Por esta razón se clasifican como *procesos irreversibles.* Una vez que se enfría una taza de café, no se calentará al recuperar de los alrededores el calor que perdió. Si eso fuera posible, tanto los alrededores como el sistema (café) volverían a su condición original, y esto sería un proceso reversible.



a) Péndulo sin fricción

b) Expansión y compresión de un gas en cuasiequilibrio

Figura 6-29
Dos procesos reversibles comunes.

Un **proceso reversible** se define como un *proceso que se puede invertir sin dejar ningún rastro en los alrededores* (Fig. 6-29). Es decir, tanto el sistema *como* los alrededores vuelven a sus estados iniciales una vez finalizado el proceso inverso. Esto es posible sólo si el intercambio de calor *y* trabajo netos entre el sistema y los alrededores es cero para el proceso combinado (original e inverso). Los procesos que no son reversibles se denominan **procesos irreversibles**.

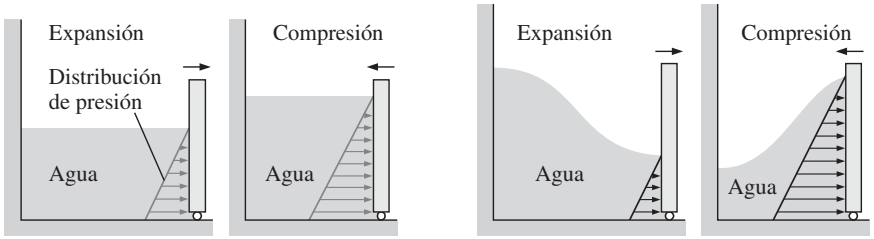
Se debe señalar que es posible volver un sistema a su estado original siguiendo un proceso, sin importar si éste es reversible o irreversible. Pero para procesos reversibles, esta restauración se hace sin dejar ningún cambio neto en los alrededores, mientras que para procesos irreversibles los alrededores normalmente hacen algún trabajo sobre el sistema, por lo tanto no vuelven a su estado original.

Los procesos reversibles en realidad no ocurren en la naturaleza, sólo son *idealizaciones* de procesos reales. Los reversibles se pueden aproximar mediante dispositivos reales, pero nunca se pueden lograr; es decir, todos los procesos que ocurren en la naturaleza son irreversibles. Entonces, quizá se pregunte *por qué* preocuparse de esta clase de procesos ficticios. Hay dos razones: una es que son fáciles de analizar, puesto que un sistema pasa por una serie de estados de equilibrio durante un proceso reversible; y otra es que sirven como modelos idealizados con los que es posible comparar los procesos reales.

En la vida diaria, el concepto de una "persona correcta" es también una idealización, tal como el concepto de un proceso reversible (perfecto). Quienes insisten en hallar a esa persona correcta para establecerse están condenados a permanecer solos el resto de sus vidas. La posibilidad de hallar la pareja ideal no es mayor que la de hallar un proceso perfecto (reversible). Del mismo modo, una persona que insiste en tener amigos perfectos seguramente no tiene amigos.

Los ingenieros están interesados en procesos reversibles porque los dispositivos que producen trabajo, como motores de automóviles y turbinas de gas o vapor, *entregan el máximo de trabajo*, y los dispositivos que consumen tra-

bajo, como compresores, ventiladores y bombas, *consumen el mínimo de trabajo* cuando se usan procesos reversibles en lugar de irreversibles (Fig. 6-30).



a) Proceso lento (reversible) *b*) Proceso rápido (irreversible)

Figura 6-30
Los procesos reversibles entregan el mayor trabajo posible y consumen el menor.

Los procesos reversibles pueden ser considerados como *límites teóricos* para los irreversibles correspondientes. Algunos procesos son más irreversibles que otros. Quizá nunca se tenga un proceso reversible, pero es posible aproximarse. A medida que se tiende hacia un proceso reversible, un dispositivo entrega más trabajo o requiere menos trabajo.

El concepto de proceso reversible conduce a la definición de **eficiencia según la segunda ley** para procesos reales, que es el grado de aproximación al proceso reversible correspondiente. Esto permite comparar el desempeño de diferentes dispositivos diseñados para hacer la misma tarea con base en sus eficiencias. Mientras mejor sea el diseño, menores son las irreversibilidades y mayor es la eficiencia según la segunda ley.

Irreversibilidades

Los factores que causan que un proceso sea irreversible se llaman **irreversibilidades**, las cuales son la fricción, la expansión libre, el mezclado de dos fluidos, la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita, la resistencia eléctrica, la deformación inelástica de sólidos y las reacciones químicas. La presencia de cualquiera de estos efectos hace que un proceso sea irreversible. Un proceso reversible no incluye ninguno de ellos. Algunas de las irreversibilidades encontradas con mayor frecuencia se analizan brevemente a continuación.

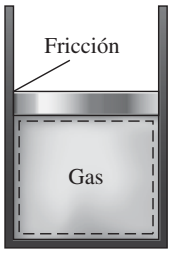
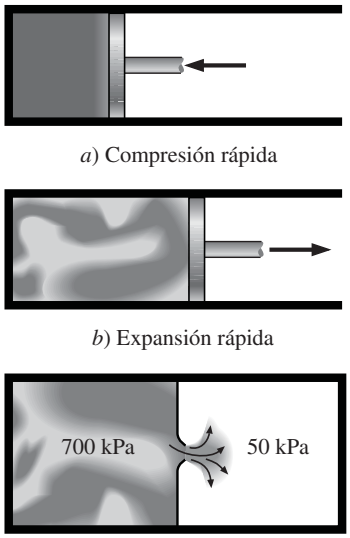


Figura 6-31
La fricción hace que un proceso sea irreversible.

La **fricción** es una forma familiar de irreversibilidad relacionada con cuerpos en movimiento. Cuando dos cuerpos en contacto son forzados a moverse uno respecto al otro (un émbolo en un cilindro, por ejemplo, como se ilustra en la figura 6-31), en la interfase de ambos se desarrolla una fuerza de fricción que se opone al movimiento, por lo que se requiere algo de trabajo para vencer esta fuerza de fricción. La energía suministrada como trabajo se convierte finalmente en calor durante el proceso y se transfiere hacia los cuerpos en contacto, como lo evidencia un aumento de temperatura en la interfase. Cuando se invierte la dirección del movimiento, los cuerpos se restablecen a su posición original, pero la interfase no se enfría y el calor no se convierte de nuevo en trabajo. En cambio, algo más del trabajo se convierte en calor mientras se vencen las fuerzas de fricción que también se oponen al movimiento inverso. Dado que el sistema (los cuerpos en movimiento) y los alrededores no pueden ser regresados a sus estados originales, este proceso es irreversible. Mientras más grandes sean las fuerzas de fricción, más irreversible es el proceso.

La fricción no siempre tiene relación con dos cuerpos sólidos en contacto. También se encuentra entre un fluido y un sólido e incluso entre las capas de un fluido que se mueve a distintas velocidades. Una fracción considerable de la



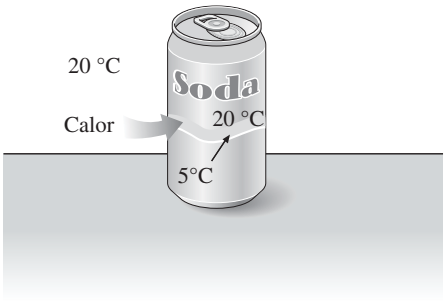
a) Compresión rápida

b) Expansión rápida

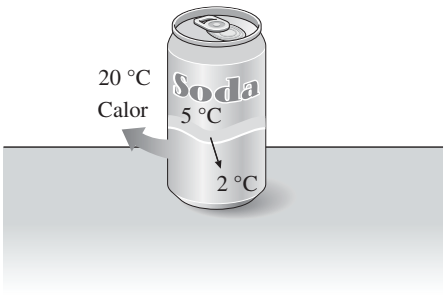
c) Expansión sin restricción

Figura 6-32

Procesos de compresión y expansión irreversibles.



a) Un proceso de transferencia de calor irreversible



b) Un proceso de transferencia de calor imposible

Figura 6-33

a) La transferencia de calor debida a una diferencia de temperatura es irreversible y *b*) el proceso inverso es imposible.

potencia que produce el motor de un automóvil se emplea para vencer la fricción (la fuerza de arrastre) entre el aire y las superficies externas del automóvil, fracción que en algún momento se vuelve parte de la energía interna del aire. No es posible invertir este proceso y recuperar la energía perdida, aunque hacerlo no violaría el principio de conservación de la energía.

Otro ejemplo de irreversibilidad es la **expansión libre de un gas**, el cual se halla separado de un vacío mediante una membrana, como se ilustra en la figura 6-32. Cuando se rompe la membrana, el gas llena todo el recipiente y la única forma de restaurar el sistema a su estado original es comprimirlo a su volumen inicial, transfiriendo calor del gas hasta que alcance su temperatura inicial. De las consideraciones de conservación de la energía, se puede demostrar sin dificultad que la cantidad de calor transferida del gas es igual a la cantidad de trabajo que los alrededores realizan sobre el gas. La restauración de los alrededores requiere convertir por completo este calor en trabajo, lo cual violaría la segunda ley. Por lo tanto, la expansión libre de un gas es un proceso irreversible.

Una tercera forma de irreversibilidad conocida es la **transferencia de calor** debida a una diferencia finita de temperatura. Considere una lata de bebida carbonatada fría dejada en un espacio caliente (Fig. 6-33). El calor se transfiere desde el aire de la habitación el cual se encuentra a mayor temperatura hacia la lata que está más fría. La única forma de invertir este proceso y restablecer la temperatura original de la lata de soda es proporcionarle refrigeración, lo cual requiere algo de entrada de trabajo. Al final del proceso inverso, la soda vuelve a su estado original, pero no los alrededores. La energía interna de éstos se incrementa en una cantidad igual en magnitud al trabajo suministrado al refrigerador. Restablecer los alrededores a su estado inicial sólo es posible si se convierte este exceso de energía interna completamente en trabajo, lo cual es imposible sin violar la segunda ley. Como solamente el sistema, no el sistema y los alrededores, puede ser restablecido a su condición inicial, la transferencia de calor ocasionada por una diferencia finita de temperatura es un proceso irreversible.

La transferencia de calor puede ocurrir sólo cuando hay una diferencia de temperatura entre un sistema y sus alrededores, por lo tanto es físicamente imposible tener un proceso de transferencia de calor reversible. Pero un proceso de transferencia de calor se vuelve cada vez menos reversible a medida que la diferencia de temperatura entre los dos cuerpos se aproxima a cero. Entonces, la transferencia de calor por una diferencia de temperatura diferencial dT se puede considerar como reversible. Cuando dT se aproxima a cero, el proceso puede cambiar de dirección (por lo menos en teoría) sin requerir ninguna refrigeración. Observe que la transferencia de calor irreversible es un proceso conceptual y no es posible reproducirlo en el mundo real.

Mientras más pequeña sea la diferencia de temperatura entre dos cuerpos, más pequeña será la tasa de transferencia de calor. Cualquier transferencia de calor importante debida a una diferencia de temperatura pequeña requiere un área superficial muy grande y un tiempo muy largo. Por lo tanto, aunque desde un punto de vista termodinámico es deseable aproximarse a la transferencia de calor reversible, es impráctico y no factible económicamente.

Procesos interna y externamente reversibles

Un proceso representativo tiene que ver con interacciones entre un sistema y sus alrededores, y uno reversible no conlleva irreversibilidades relacionadas con cualquiera de ellos.

Un proceso se denomina **internamente reversible** si no ocurren irreversibilidades dentro de las fronteras del sistema durante el proceso. Durante un proceso internamente reversible, un sistema pasa por una serie de estados de equilibrio, y cuando se invierte el proceso, el sistema pasa por los mismos estados de equilibrio mientras vuelve a su estado inicial. Es decir, las trayectorias de los procesos inverso y directo coinciden para un proceso internamente reversible. El proceso de cuasiequilibrio es un ejemplo de un proceso internamente reversible.

Un proceso es denominado **externamente reversible** si no ocurren irreversibilidades fuera de las fronteras del sistema durante el proceso. La transferencia de calor entre un depósito y un sistema es un proceso externamente reversible si la superficie exterior del sistema está a la temperatura del depósito.

Se le denomina a un proceso **totalmente reversible**, o nada más **reversible**, si no tiene que ver con irreversibilidades dentro del sistema o sus alrededores (Fig. 6-34). En un proceso de este tipo no hay transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura, ni cambios de no cuasiequilibrio y tampoco fricción u otros efectos disipadores.

Como ejemplo, considere la transferencia de calor de dos sistemas idénticos que experimentan un proceso de cambio de fase a presión constante (y por ende, a temperatura constante), como se muestra en la figura 6-35. Ambos procesos son internamente reversibles, porque se llevan a cabo de forma isotérmica y ambos pasan por exactamente los mismos estados de equilibrio. El primer proceso mostrado es también externamente reversible, ya que la transferencia de calor para este proceso tiene lugar debido a una diferencia de temperatura infinitesimal dT. Sin embargo, el segundo proceso es externamente irreversible, ya que hay transferencia de calor ocasionada por una diferencia finita de temperatura ΔT.

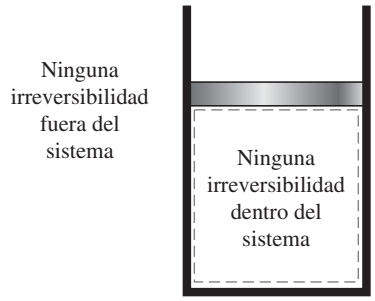


Figura 6-34
Un proceso reversible no involucra irreversibilidades internas y externas.

6-7 ▪ El ciclo de Carnot

Se mencionó anteriormente que las máquinas térmicas son dispositivos cíclicos y que el fluido de trabajo de una de estas máquinas vuelve a su estado inicial al final de cada ciclo. Durante una parte del ciclo el fluido realiza trabajo y durante otra se hace trabajo sobre el fluido. La diferencia entre estos dos trabajos es el trabajo neto que entrega la máquina térmica. La eficiencia del ciclo de una máquina térmica depende en gran medida de cómo se ejecute cada uno de los procesos que constituyen el ciclo. El trabajo neto y, por lo tanto, la eficiencia del ciclo, se pueden maximizar mediante procesos que requieren la mínima cantidad de trabajo y entregan lo más posible, es decir, mediante *procesos reversibles*. Por lo tanto, no es sorprendente que los ciclos más eficientes sean los reversibles, o sea, ciclos que consisten por completo en procesos reversibles.

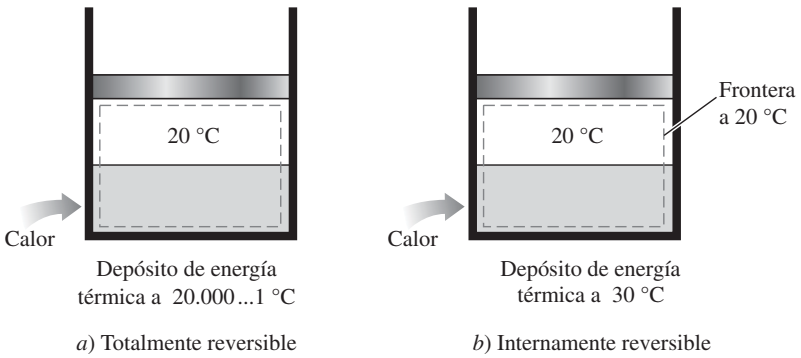
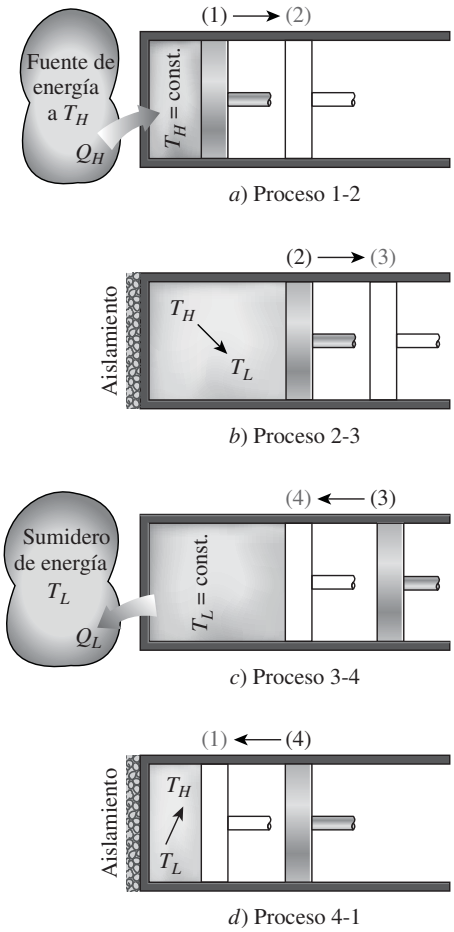


Figura 6-35
Procesos de transferencia de calor total e internamente reversibles.



a) Proceso 1-2

b) Proceso 2-3

c) Proceso 3-4

d) Proceso 4-1

Figura 6-36

Ejecución de un ciclo de Carnot en un sistema cerrado.

En la práctica no es posible lograr ciclos reversibles porque no se pueden eliminar las irreversibilidades relacionadas con cada proceso. Sin embargo, los ciclos reversibles proporcionan límites superiores al desempeño de los ciclos reales. Las máquinas térmicas y los refrigeradores que funcionan en ciclos reversibles sirven como modelos con los cuales podemos comparar las máquinas térmicas y los refrigeradores reales. Los ciclos reversibles también sirven como puntos de partida en el desarrollo de ciclos reales y se modifican según sea necesario para satisfacer ciertos requerimientos.

Es probable que el ciclo reversible más conocido sea el **ciclo de Carnot**, propuesto en 1824 por el ingeniero francés Sadi Carnot. La máquina térmica teórica que opera en el ciclo de Carnot se llama **máquina térmica de Carnot**, cuyo ciclo se compone de cuatro procesos reversibles, dos isotérmicos y dos adiabáticos, y que es posible llevar a cabo en un sistema cerrado o de flujo estacionario.

Considere un sistema cerrado conformado por un gas contenido en un dispositivo de cilindro-émbolo adiabático, como se ilustra en la figura 6-36. El aislamiento de la cabeza del cilindro es tal que puede ser eliminado para poner al cilindro en contacto con depósitos que proporcionan transferencia de calor. Los cuatro procesos reversibles que conforman el ciclo de Carnot son los siguientes:

Expansión isotérmica reversible (proceso 1-2, T_H = constante). Inicialmente (estado 1), la temperatura del gas es T_H y la cabeza del cilindro está en contacto estrecho con una fuente a temperatura T_H. Se permite que el gas se expanda lentamente y que realice trabajo sobre los alrededores. Cuando el gas se expande su temperatura tiende a disminuir, pero tan pronto como disminuye la temperatura en una cantidad infinitesimal dT, cierta cantidad de calor se transfiere del depósito hacia el gas, de modo que la temperatura de éste se eleva a T_H. Así, la temperatura del gas se mantiene constante en T_H. Como la diferencia de temperatura entre el gas y el depósito nunca excede una cantidad diferencial dT, éste es un proceso reversible de transferencia de calor. El proceso continúa hasta que el émbolo alcanza la posición 2. La cantidad de calor total transferido al gas durante este proceso es Q_H.

Expansión adiabática reversible (proceso 2-3, la temperatura disminuye de T_H a T_L). En el estado 2, el depósito que estuvo en contacto con la cabeza del cilindro se elimina y se reemplaza por aislamiento para que el sistema se vuelva adiabático. El gas continúa expandiéndose lentamente y realiza trabajo sobre los alrededores hasta que su temperatura disminuye de T_H a T_L (estado 3). Se supone que el émbolo no experimenta fricción y el proceso está en cuasiequilibrio, de modo que el proceso es reversible así como adiabático.

Compresión isotérmica reversible (proceso 3-4, T_L = constante). En el estado 3, se retira el aislamiento de la cabeza del cilindro y se pone a éste en contacto con un sumidero a temperatura T_L. Después una fuerza externa empuja al cilindro hacia el interior, de modo que se realiza trabajo sobre el gas. A medida que el gas se comprime, su temperatura tiende a incrementarse, pero tan pronto como aumenta una cantidad infinitesimal dT, el calor se transfiere desde el gas hacia el sumidero, lo que causa que la temperatura del gas descienda a T_L. Así, la temperatura del gas permanece constante en T_L. Como la diferencia de temperatura entre el gas y el sumidero nunca excede una cantidad diferencial dT, éste es un proceso de transferencia de calor reversible, el cual continúa hasta que el émbolo alcanza el estado 4. La cantidad de calor rechazado del gas durante este proceso es Q_L.

Compresión adiabática reversible (proceso 4-1, la temperatura sube de T_L a T_H). El estado 4 es tal que cuando se elimina el depósito de baja temperatura, se coloca el aislamiento de nuevo en la cabeza del cilindro y se comprime el gas de manera reversible, entonces el gas vuelve a su estado inicial (estado 1). La temperatura sube de T_L a T_H durante este proceso de compresión adiabático reversible, que completa el ciclo.

El diagrama P-V de este ciclo se muestra en la figura 6-37. Recuerde que en un diagrama de este tipo el área bajo la curva del proceso representa el trabajo de frontera para procesos en cuasiequilibrio (internamente reversible); se observa entonces que para este caso el área bajo la curva 1-2-3 es el trabajo que realiza el gas durante la parte de expansión del ciclo, y el área bajo la curva 3-4-1 es el trabajo realizado sobre el gas durante la parte de compresión del ciclo. El área que encierra la trayectoria del ciclo (área 1-2-3-4-1) es la diferencia entre estas dos y representa el trabajo neto hecho durante el ciclo.

Observe que si se actuara de manera poco generosa y, en un esfuerzo por *ahorrar* Q_L, comprimiese el gas de forma adiabática en el estado 3 en lugar de hacerlo de modo isotérmico, se terminaría de nuevo en el estado 2, de manera que se volvería a trazar la trayectoria de proceso 3-2. De este modo se ahorraría Q_L pero no se podría obtener ninguna salida de trabajo neto de esta máquina. Esto ilustra una vez más la necesidad de que una máquina térmica intercambie calor con al menos dos depósitos a diferentes temperaturas para operar en un ciclo y producir una cantidad neta de trabajo.

El ciclo de Carnot también se puede aplicar en un sistema de flujo estacionario. En capítulos posteriores se analiza esta posibilidad junto con otros ciclos de potencia.

Por ser un ciclo reversible, el de Carnot es el más eficiente que opera entre dos límites de temperatura especificados. Aun cuando el ciclo de Carnot no se puede lograr en la realidad, la eficiencia de los ciclos reales se mejora al intentar aproximarse lo más posible al de Carnot.

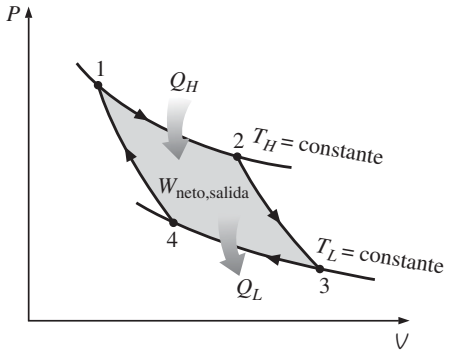


Figura 6-37
Diagrama P-V de un ciclo de Carnot.

Ciclo de Carnot inverso

El ciclo de la máquina térmica de Carnot recién descrito es totalmente reversible, por lo tanto todos los procesos que abarca se pueden *invertir*, en cuyo caso se convierte en el **ciclo de refrigeración de Carnot**. Esta vez, el ciclo es exactamente el mismo excepto que las direcciones de las interacciones de calor y trabajo están invertidas: el calor en la cantidad Q_L se absorbe de un depósito a baja temperatura, el calor en la cantidad Q_H se rechaza hacia un depósito a alta temperatura, y se requiere una cantidad de trabajo $W_{neto,entrada}$ para completar todo esto.

El diagrama P-V del ciclo de Carnot invertido es el mismo que corresponde al ciclo de Carnot, excepto que se invierten las direcciones de los procesos, como se muestra en la figura 6-38.

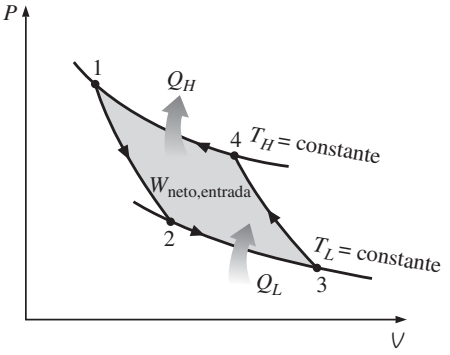


Figura 6-38
Diagrama P-V de un ciclo inverso de Carnot.

6-8 ▪ Principios de Carnot

La segunda ley de la termodinámica restringe la operación de dispositivos cíclicos según se expresa mediante los enunciados de Kelvin-Planck y Clausius. Una máquina térmica no puede operar intercambiando calor con un solo depósito, y un refrigerador no puede funcionar sin una entrada neta de energía de una fuente externa.

Se pueden obtener valiosas conclusiones a partir de estos enunciados; dos de éstas son sobre la eficiencia térmica de máquinas reversibles e irreversibles

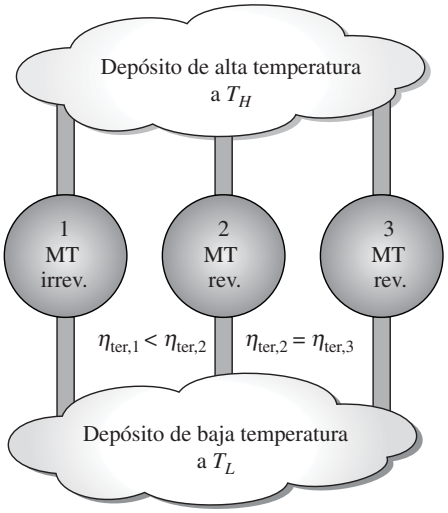


Figura 6-39
Principios de Carnot.

(es decir, reales) y se conocen como **principios de Carnot** (Fig. 6-39), los cuales se expresan como:

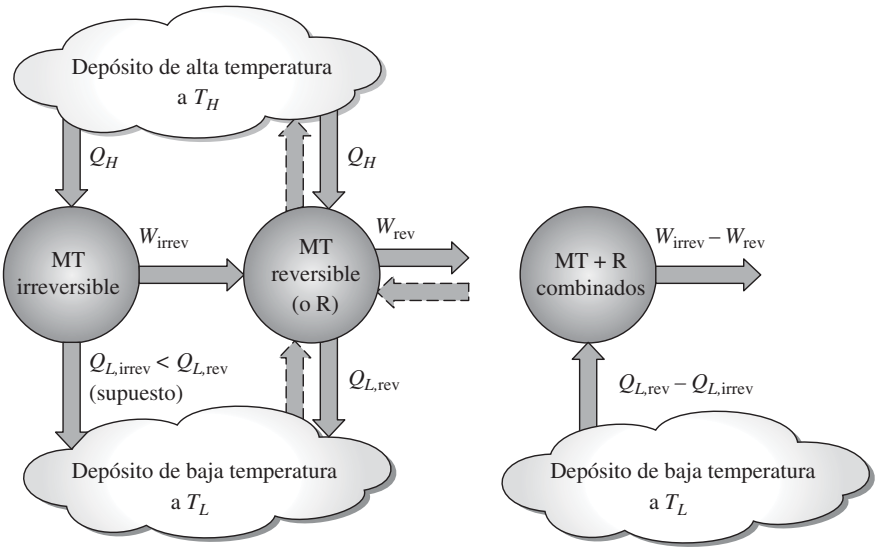
1. La eficiencia de una máquina térmica irreversible es siempre menor que la eficiencia de una máquina reversible que opera entre los mismos dos depósitos.
2. Las eficiencias de las máquinas térmicas reversibles que operan entre los mismos dos depósitos son las mismas.

Estos dos enunciados se pueden comprobar mediante la demostración de que la violación de cualquiera de éstos da como resultado la violación de la segunda ley de la termodinámica.

Para comprobar el primer enunciado, considere dos máquinas térmicas que operan entre los mismos depósitos, como se ilustra en la figura 6-40; una es reversible y la otra irreversible. Después a cada máquina se le suministra la misma cantidad de calor Q_H. La cantidad de trabajo producida por la máquina térmica reversible es W_{rev}, y la que produce la irreversible es W_{irrev}.

Violando el primer principio de Carnot, se supone que la máquina térmica irreversible es más eficiente que la reversible (es decir, $\eta_{ter,irrev} > \eta_{ter,rev}$), por lo tanto entrega más trabajo que la reversible. Ahora se invierte la máquina térmica reversible y opera como refrigerador, el cual recibirá una entrada de trabajo de W_{rev} y rechazará calor hacia el depósito de alta temperatura. Como el refrigerador está rechazando calor en la cantidad de Q_H hacia el depósito de temperatura alta y la máquina térmica irreversible está recibiendo la misma cantidad de calor desde este depósito, el intercambio de calor neto para este depósito es cero. Así, éste se podría eliminar si la descarga Q_H del refrigerador va directamente a la máquina térmica irreversible.

Ahora, si se consideran juntos el refrigerador y la máquina irreversible, se tiene una máquina que produce un trabajo neto en la cantidad de $W_{irrev} - W_{rev}$ mientras intercambia calor con un solo depósito, lo cual viola el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley. Por lo tanto, la suposición inicial de que $\eta_{ter,irrev} > \eta_{ter,rev}$ es incorrecta. Entonces, se concluye que ninguna máquina



a) Una máquina térmica reversible y otra irreversible entre los mismos dos depósitos (la máquina térmica reversible se invierte para que funcione como refrigerador)

b) Sistema combinado equivalente

Figura 6-40
Comprobación del primer principio de Carnot.

térmica puede ser más eficiente que una máquina térmica reversible que opera entre los mismos depósitos.

También es posible comprobar de manera similar el segundo principio de Carnot. Esta vez, se reemplaza la máquina irreversible por otra reversible que es más eficiente, por lo tanto entrega más trabajo que la primera máquina reversible. Siguiendo el mismo razonamiento, se tiene al final una máquina que produce una cantidad neta de trabajo mientras se intercambia calor con un solo depósito, lo cual viola la segunda ley. Así, se concluye que ninguna máquina térmica reversible puede ser más eficiente que otra que opera entre los mismos dos depósitos, sin importar cómo se completa el ciclo o la clase de fluido utilizado.

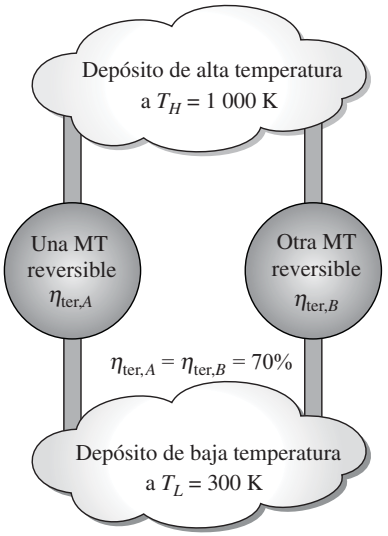


Figura 6-41

Las máquinas térmicas reversibles que operan entre los mismos dos depósitos tienen la misma eficiencia (segundo principio de Carnot).

6-9 ▪ Escala termodinámica de temperatura

Una escala de temperatura que es independiente de las propiedades de las sustancias utilizadas para medir la temperatura se denomina **escala termodinámica de temperatura**, la cual ofrece grandes ventajas en los cálculos termodinámicos, y su derivación se da a continuación por medio de algunas máquinas térmicas reversibles.

El segundo principio de Carnot, analizado en la sección 6-8, establece que todas las máquinas térmicas reversibles tienen la misma eficiencia térmica cuando operan entre los mismos dos depósitos (Fig. 6-41). Es decir, la eficiencia de una máquina reversible es independiente del fluido de trabajo utilizado y las propiedades de éste, así como del modo de ejecutar el ciclo o el tipo de máquina reversible usada. Como los depósitos de energía se caracterizan por sus temperaturas, la eficiencia térmica de las máquinas térmicas reversibles está en función únicamente de las temperaturas del depósito; es decir,

$$\eta_{\text{ter,rev}} = g(T_H, T_L)$$

o bien,

$$\frac{Q_H}{Q_L} = f(T_H, T_L) \qquad \textbf{(6–13)}$$

ya que $\eta_{\text{ter}} = 1 - Q_L/Q_H$. En estas relaciones, T_H y T_L son las temperaturas de los depósitos de alta y baja temperatura, respectivamente.

La forma funcional de $f(T_H, T_L)$ se puede desarrollar con la ayuda de las tres máquinas térmicas reversibles mostradas en la figura 6-42. Las máquinas A y C reciben la misma cantidad de calor Q_1 del depósito de alta temperatura a T_1, la C rechaza Q_3 hacia el depósito de baja temperatura a T_3, la B recibe el calor Q_2 rechazado por la máquina A a la temperatura T_2 y rechaza calor en la cantidad de Q_3 hacia el depósito a T_3.

Las cantidades de calor que rechazan las máquinas B y C deben ser las mismas porque las máquinas A y B se pueden combinar en otra reversible que opera entre los mismos depósitos en que lo hace la máquina C, por lo tanto la máquina combinada tendrá la misma eficiencia de la máquina C. Como la entrada de calor a la máquina C es la misma que la entrada de calor a las combinadas A y B, ambos sistemas deben rechazar la misma cantidad de calor.

Al aplicar la ecuación 6-13 a las tres máquinas por separado, se obtiene

$$\frac{Q_1}{Q_2} = f(T_1, T_2), \quad \frac{Q_2}{Q_3} = f(T_2, T_3) \quad \text{y} \quad \frac{Q_1}{Q_3} = f(T_1, T_3)$$

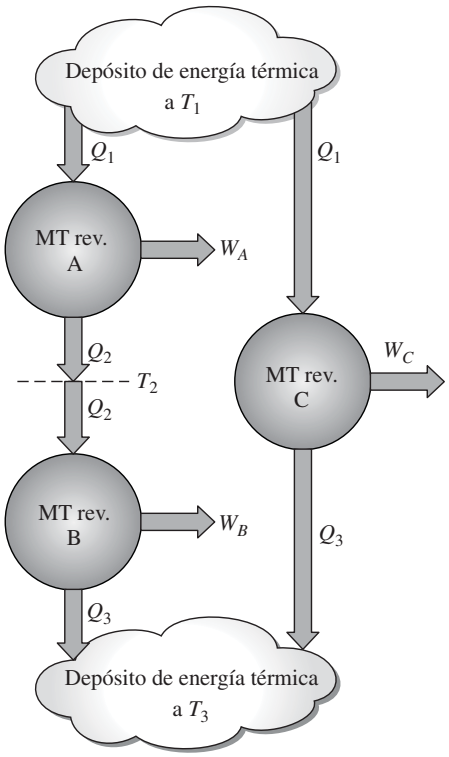


Figura 6-42

Configuración de máquinas térmicas utilizada para desarrollar la escala termodinámica de temperatura.

Ahora considere la identidad

$$\frac{Q_1}{Q_3} = \frac{Q_1}{Q_2}\frac{Q_2}{Q_3}$$

la cual corresponde a

$$f(T_1, T_3) = f(T_1, T_2) \cdot f(T_2, T_3)$$

Un cuidadoso análisis de esta ecuación revela que el lado izquierdo es una función de T_1 y T_3 y, por lo tanto, el derecho debe ser también solamente una función de T_1 y T_3, y no de T_2. Es decir, el valor del producto en el lado derecho de la ecuación es independiente del valor de T_2. Esta condición se satisfará sólo si la función f tiene la forma:

$$f(T_1, T_2) = \frac{\phi(T_1)}{\phi(T_2)} \quad \text{y} \quad f(T_2, T_3) = \frac{\phi(T_2)}{\phi\ T_3}$$

de modo que $\phi(T_2)$ se cancelará del producto de $f(T_1,\ T_2)$ y $f(T_2,\ T_3)$, lo que produce

$$\frac{Q_1}{Q_3} = f(T_1, T_3) = \frac{\phi(T_1)}{\phi(T_3)} \qquad \textbf{(6–14)}$$

Esta relación es mucho más específica que la ecuación 6-13 para la forma funcional de Q_1/Q_3 en términos de T_1 y T_3.

Para una máquina térmica reversible que opera entre dos depósitos a temperaturas T_H y T_L, la ecuación 6-14 se puede escribir como

$$\frac{Q_H}{Q_L} = \frac{\phi(T_H)}{\phi(T_L)} \qquad \textbf{(6-15)}$$

Éste es el único requerimiento que impone la segunda ley a la relación de las transferencias de calor hacia y desde máquinas térmicas reversibles. Varias funciones $\phi(T)$ satisfacen esta ecuación, por lo que la elección es completamente arbitraria. Lord Kelvin propuso primero tomar $\phi(T) = T$ para definir una escala de temperatura termodinámica como (Fig. 6-43)

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{\text{rev}} = \frac{T_H}{T_L} \qquad \textbf{(6-16)}$$

Esta escala de temperatura se llama **escala Kelvin** y las temperaturas listadas ahí se denominan **temperaturas absolutas**. En la escala Kelvin, las relaciones de temperatura dependen de las relaciones de transferencia de calor entre una máquina térmica reversible y los depósitos, y son independientes de las propiedades físicas de cualquier sustancia. En esta escala las temperaturas varían entre cero e infinito.

La escala termodinámica de temperatura no se define por completo mediante la ecuación 6-16, ya que sólo da una relación de temperaturas absolutas. También se necesita saber la magnitud de un kelvin. En la Conferencia Internacional sobre pesos y medidas celebrada en 1954 se asignó al punto triple del agua (el estado en el que existen en equilibrio las tres fases del agua) el valor de 273.16 K (Fig. 6-44). La *magnitud de un kelvin* se definió como 1/273.16 del intervalo de temperatura entre el cero absoluto y la temperatura del punto triple del agua. Las magnitudes de las unidades de temperatura en las escalas Kelvin y Celsius son idénticas (1 K ≡ 1 °C). Las temperaturas en estas dos escalas difieren por una constante 273.15:

$$T(°\text{C}) = T(\text{K}) - 273.15 \qquad \textbf{(6-17)}$$

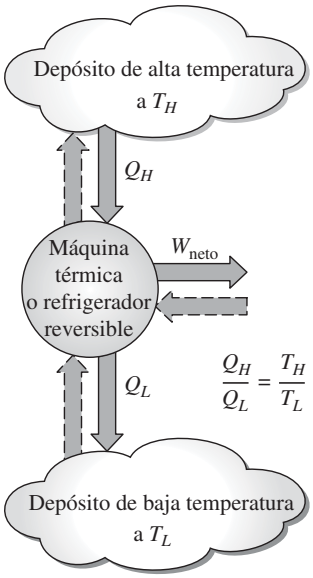


Figura 6-43

Para ciclos reversibles, la relación de transferencia de calor Q_H/Q_L se puede reemplazar por la relación de temperatura absoluta T_H/T_L.

Aun cuando la escala termodinámica de temperatura se define con la ayuda de las máquinas térmicas reversibles, no es posible ni práctico operar en realidad tal máquina para determinar valores numéricos sobre la escala de temperatura absoluta. Las temperaturas absolutas se pueden medir de modo exacto por otros medios, como el termómetro de gas ideal de volumen constante junto con extrapolaciones técnicas, como se explicó en el capítulo 1. La validez de la ecuación 6-16 se puede demostrar a partir de consideraciones físicas para un ciclo reversible que usa un gas ideal como fluido de trabajo.

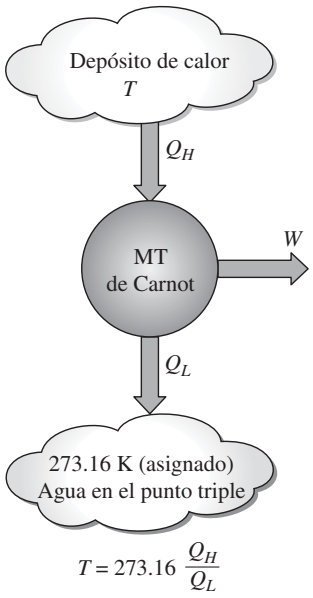


Figura 6-44

Planteamiento conceptual del experimento para determinar las temperaturas termodinámicas en la escala Kelvin con la medición de las transferencias de calor Q_H y Q_L.

6-10 ▪ La máquina térmica de Carnot

La hipotética máquina térmica que opera en el ciclo reversible de Carnot se llama **máquina térmica de Carnot**. La eficiencia térmica de cualquier máquina térmica, reversible o irreversible, se determina mediante la ecuación 6-6 como

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

donde Q_H es el calor transferido hacia la máquina térmica desde un depósito a temperatura alta a T_H, y Q_L es el calor rechazado hacia un depósito de temperatura baja a T_L. Para máquinas térmicas reversibles, la relación de transferencia de calor en la relación anterior se puede reemplazar por la de temperaturas absolutas de los dos depósitos, según la expresión de la ecuación 6-16. Entonces la eficiencia de una máquina de Carnot, o de cualquier máquina térmica reversible, se convierte en

$$\eta_{\text{ter,rev}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \qquad \textbf{(6–18)}$$

Esta relación se denomina **eficiencia de Carnot** porque la máquina térmica de Carnot es la máquina reversible mejor conocida. *Ésta es la eficiencia máxima que puede tener una máquina térmica que opera entre los dos depósitos de energía térmica a temperaturas T_L y T_H* (Fig. 6-46). Todas las máquinas térmicas irreversibles (es decir, reales) que operan entre estos límites de temperatura (T_L y T_H) tienen eficiencias menores. Una máquina térmica real no puede alcanzar esta máxima eficiencia teórica porque es imposible eliminar por completo las irreversibilidades relacionadas con el ciclo real.

Observe que T_L y T_H en la ecuación 6-18 son *temperaturas absolutas*. Si se utiliza °C o °F para las temperaturas en esta relación se obtienen resultados con mucho error.

Las eficiencias térmicas de las máquinas térmicas reales y reversibles que operan entre los mismos límites de temperatura se comparan (Fig. 6-46):

$$\eta_{\text{ter}} \begin{cases} < \ \eta_{\text{ter,rev}} & \text{máquina térmica irreversible} \\ = \ \eta_{\text{ter,rev}} & \text{máquina térmica reversible} \\ > \ \eta_{\text{ter,rev}} & \text{máquina térmica imposible} \end{cases} \qquad \textbf{(6–19)}$$

La mayor parte de los dispositivos que producen trabajo (máquinas térmicas) utilizados en la actualidad tienen eficiencias menores a 40 por ciento, lo cual parece bajo en comparación con 100 por ciento. Sin embargo, cuando se evalúa el desempeño de las máquinas térmicas reales, las eficiencias no deben compararse con 100 por ciento, sino con la eficiencia de una máquina térmica reversible que opera entre los mismos límites de temperatura, porque éste es el límite superior teórico para la eficiencia, no 100 por ciento.

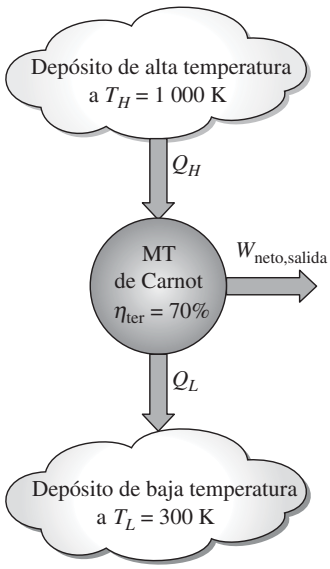


Figura 6-45

La máquina térmica de Carnot es la más eficiente de todas las máquinas térmicas que operan entre los mismos depósitos a temperaturas alta y baja.

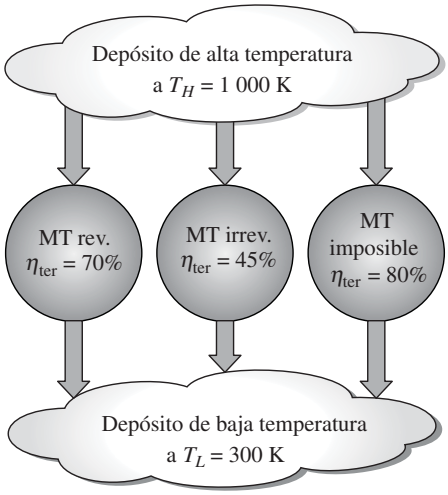


Figura 6-46
Ninguna máquina térmica puede tener una eficiencia mayor que una máquina térmica reversible operando entre los mismos depósitos a temperaturas alta y baja.

La eficiencia máxima de una central eléctrica a vapor que opera entre T_H = 1 000 K y T_L = 300 K es 70 por ciento, como se determina a partir de la ecuación 6-18. Comparada con este valor, una eficiencia real de 40 por ciento al parecer no es tan mala, aun cuando sea posible mejorarla.

De la ecuación 6-18 resulta obvio que la eficiencia de una máquina térmica de Carnot se incrementa cuando T_H aumenta o cuando T_L disminuye. Esto era de esperarse porque cuando T_L disminuye pasa lo mismo con la cantidad de calor rechazado, mientras que cuando T_L se aproxima a cero la eficiencia del ciclo de Carnot tiende a la unidad. Esto es aplicable también para máquinas térmicas reales. *La eficiencia térmica de las máquinas térmicas reales se puede maximizar al suministrar calor hacia la máquina a la temperatura máxima posible* (limitada por la resistencia del material) *y al rechazar calor de la máquina a la menor temperatura posible* (limitada por la temperatura del medio de enfriamiento, como ríos, lagos o la atmósfera).

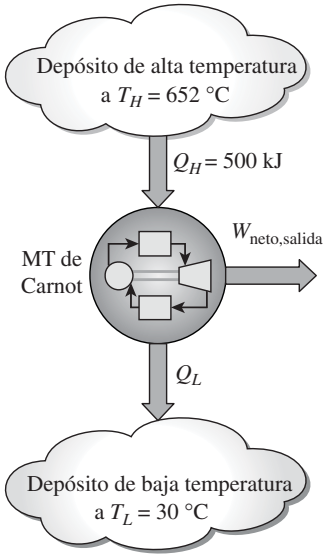


Figura 6-47
Esquema para el ejemplo 6-5.

EJEMPLO 6-5 Análisis de una máquina térmica de Carnot

Una máquina térmica de Carnot, como la mostrada en la figura 6-47, recibe 500 kJ de calor por ciclo desde una fuente de alta temperatura a 652 °C y rechaza calor hacia un sumidero de baja temperatura a 30 °C. Determine *a*) la eficiencia térmica de esta máquina de Carnot y *b*) la cantidad de calor rechazada por ciclo hacia el sumidero.

Solución Se conoce el calor suministrado a una máquina térmica de Carnot. Se determinará la eficiencia térmica y el calor rechazado.

Análisis *a*) La máquina térmica de Carnot es una máquina térmica reversible, por lo tanto su eficiencia se determina a partir de la ecuación 6-18 como

$$\eta_{ter,C} = \eta_{ter,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{(30 + 273)\ \text{K}}{(652 + 273)\ \text{K}} = \mathbf{0.672}$$

Es decir, esta máquina térmica de Carnot convierte en trabajo 67.2 por ciento del calor que recibe.

b) La cantidad de calor Q_L que rechaza esta máquina térmica reversible se determina fácilmente de la ecuación 6-16 como

$$Q_{L,rev} = \frac{T_L}{T_H} Q_{H,rev} = \frac{(30 + 273)\ \text{K}}{(652 + 273)\ \text{K}} (500\ \text{kJ}) = \mathbf{164\ kJ}$$

Comentario Observe que durante cada ciclo esta máquina térmica de Carnot rechaza 164 kJ de los 500 kJ que recibe hacia un sumidero de baja temperatura.

Calidad de la energía

La máquina térmica de Carnot del ejemplo 6-5 recibe calor de una fuente a 925 K y convierte 67.2 por ciento de éste en trabajo mientras rechaza el resto (32.8 por ciento) hacia un sumidero a 303 K. Luego se examina cómo varía la eficiencia térmica con la temperatura de la fuente cuando se mantiene constante la temperatura del sumidero.

La eficiencia térmica de una máquina térmica de Carnot que rechaza calor hacia un sumidero a 303 K se evalúa a distintas temperaturas de la fuente por medio de la ecuación 6-18 y se lista en la figura 6-49. Es evidente que la eficiencia térmica decrece cuando disminuye la temperatura de la fuente. Cuando se suministra calor a la máquina a 500 K en lugar de 925 K, por ejemplo, la eficiencia térmica decrece de 67.2 a 39.4 por ciento, es decir, la fracción del calor que se puede convertir en trabajo disminuye a 39.4 por ciento cuando la temperatura de la fuente baja a 500 K. Cuando la temperatura de la fuente es 350 K, esta fracción se convierte en un simple 13.4 por ciento.

Estos valores de eficiencia muestran que la energía tiene **calidad** así como cantidad. A partir de los valores de eficiencia térmica de la figura 6-48 resulta claro que *más de la energía térmica de alta temperatura se puede convertir en trabajo. Por lo tanto, mientras más alta sea la temperatura, mayor es la calidad de la energía* (Fig. 6-49).

Grandes cantidades de energía solar, por ejemplo, se pueden almacenar en grandes cuerpos de agua llamados *estanques solares* que se hallan en alrededor de 350 K. Esta energía almacenada se puede suministrar entonces a una máquina térmica para producir trabajo eléctrico (electricidad). Sin embargo, la eficiencia de las centrales eléctricas mediante estanques solares es muy baja (menor que 5 por ciento) como resultado de la baja calidad de la energía almacenada en la fuente, y los costos de construcción y mantenimiento son relativamente altos. Por lo tanto, no son competitivos aun cuando el suministro de energía de este tipo de centrales es gratis. La temperatura (y por ende la calidad) de la energía solar almacenada se podría elevar si se utilizan colectores concentradores, pero el costo del equipo en este caso es muy alto.

El trabajo es una forma de energía más valiosa que el calor, ya que 100 por ciento del trabajo se puede convertir en calor, pero sólo una fracción del calor se convierte en trabajo. Cuando se transfiere calor de un cuerpo de alta temperatura a otro de menor temperatura, éste se degrada porque ahora menos de él se puede convertir en trabajo. Por ejemplo, si 100 kJ de calor se transfieren desde un cuerpo a 1 000 K hacia un cuerpo a 300 K, al final se tendrán 100 kJ de energía térmica almacenados a 300 K, lo cual no tiene valor práctico. Pero si esta conversión se hace por medio de una máquina térmica, hasta $1 - 300/1\,000 = 70$ por ciento se podría convertir en trabajo, que es una forma de energía más valiosa. Así, 70 kJ de potencial de trabajo se desperdician como resultado de esta transferencia de calor, por lo cual se degrada la energía.

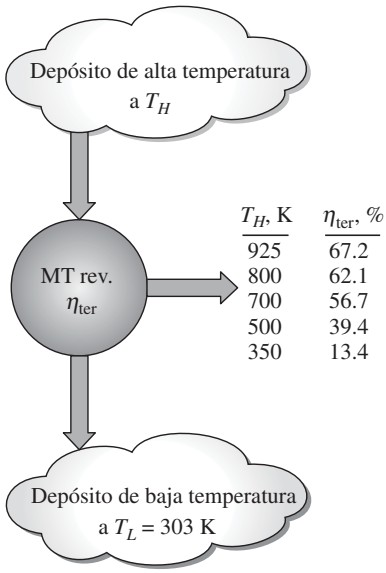


Figura 6-48
Fracción de calor que se puede convertir en trabajo como una función de la temperatura de la fuente (para $T_L = 303$ K).

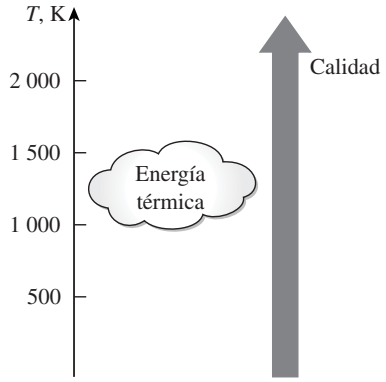


Figura 6-49
Mientras más alta sea la temperatura de la energía térmica, mayor es su calidad.

Cantidad contra calidad en la vida diaria

En tiempos de crisis energética, abundan los discursos y artículos sobre cómo "conservar" energía. Sin embargo, se sabe que la *cantidad* de energía se conserva. Lo que no se conserva es la *calidad* de la energía o el potencial de trabajo de ésta. Desperdiciar energía es sinónimo de convertirla en una forma menos útil. Una unidad de energía de alta calidad puede ser más valiosa que tres unidades de energía de menor calidad. Por ejemplo, una cantidad finita de energía térmica a temperatura alta es más atractiva para los ingenieros de una central eléctrica que una vasta cantidad de energía térmica a baja temperatura como, por ejemplo, la energía almacenada en las capas superiores de los océanos en climas tropicales.

Al parecer, como un rasgo cultural nuestro, atrae más la atención la cantidad que la calidad. Sin embargo, la cantidad sola no muestra una visión completa y es necesario considerar también la calidad. Es decir, al evaluar algo se debe examinar desde el punto de vista de la primera ley así como de la segunda, incluso en áreas no técnicas. A continuación se presentan algunos casos ordinarios y se muestra su importancia en relación con la segunda ley de la termodinámica.

Considere dos estudiantes, Andy y Wendy. Andy tiene 10 amigos que nunca se pierden sus fiestas y siempre están presentes en tiempos de diversión; sin embargo, parecen estar ocupados cuando Andy necesita su ayuda. Por otro lado, Wendy tiene cinco amigos quienes nunca están demasiado ocupados para ella, por lo que puede contar con ellos cuando los necesita. Ahora se tratará de contestar la pregunta, *¿Quién tiene más amigos?* Desde el punto de vista de la primera ley de la termodinámica, que considera sólo la cantidad, es evidente que Andy tiene más amigos. Pero desde la perspectiva de la segunda ley, la cual también considera la calidad, no hay duda de que Wendy es la que tiene más amigos.

Otro ejemplo con el que la mayor parte de la gente puede identificarse es la multimillonaria industria de las dietas, que se basa sobre todo en la primera ley de la termodinámica. Sin embargo, si se toma en cuenta que 90 por ciento de las personas que pierden peso lo recuperan de manera rápida y con intereses, indica que la primera ley por sí sola no da una visión completa. Las personas que al parecer comen lo que quieren y cuando lo desean sin ganar peso son una prueba viviente de que la técnica de contar las calorías (la primera ley) deja sin contestar muchas preguntas acerca de la dieta. Es evidente que se requiere más investigación enfocada en los efectos de la segunda ley al hacer dieta antes de poder comprender por completo el proceso de ganancia y pérdida de peso.

Es tentador juzgar las cosas con base en su *cantidad* en vez de su *calidad*, ya que evaluar esta última es mucho más difícil que evaluar la primera. Sin embargo, las evaluaciones hechas basadas solamente en la cantidad (la primera ley) podrían ser extremadamente inadecuadas y engañosas.

6-11 ▪ El refrigerador de Carnot y la bomba de calor

Un refrigerador o una bomba de calor, que opera en el ciclo inverso de Carnot, se llama **refrigerador de Carnot** o **bomba de calor de Carnot**. El coeficiente de desempeño de cualquier refrigerador o bomba de calor, reversible o irreversible, se expresa mediante las ecuaciones 6-9 y 6-11 como

$$\text{COP}_{\text{R}} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \quad \text{y} \quad \text{COP}_{\text{HP}} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

donde Q_L es la cantidad de calor absorbido del medio de baja temperatura y Q_H es la cantidad de calor rechazada hacia el medio de temperatura alta. Los COP de refrigeradores y bombas de calor reversibles se determinan al reemplazar las razones de transferencia de calor en las anteriores relaciones por los cocientes de las temperaturas absolutas de los depósitos de temperatura alta y baja, como se expresa mediante la ecuación 6-16. Entonces, las relaciones de COP para refrigeradores y bombas de calor reversibles se convierten en

$$\text{COP}_{\text{R,rev}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \tag{6-20}$$

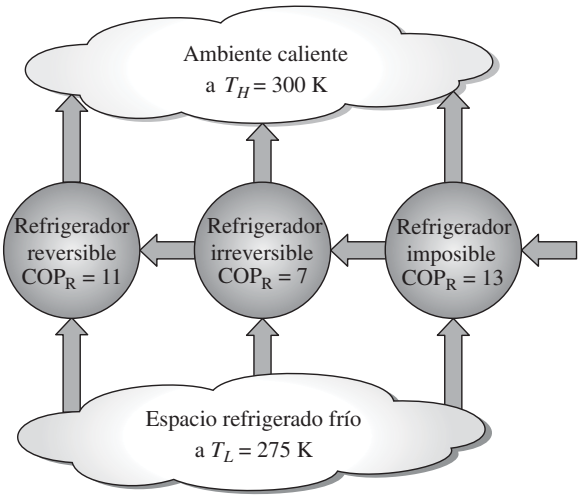


Figura 6-50
Ningún refrigerador puede tener un COP mayor que otro reversible que opera entre los mismos límites de temperatura.

y

$$\text{COP}_{\text{HP,rev}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \tag{6-21}$$

Éstos son los coeficientes de desempeño más altos que puede tener un refrigerador o una bomba de calor que opera entre los límites de temperatura T_L y T_H. Los refrigeradores o bombas de calor reales que operan entre estos límites de temperatura (T_L y T_H) tienen menores coeficientes de desempeño (Fig. 6-50).

Los coeficientes de desempeño de refrigeradores reales y reversibles que operan entre los mismos límites de temperatura se pueden comparar como sigue:

$$\text{COP}_R \begin{cases} < \text{COP}_{R,\text{rev}} & \text{refrigerador irreversible} \\ = \text{COP}_{R,\text{rev}} & \text{refrigerador reversible} \\ > \text{COP}_{R,\text{rev}} & \text{refrigerador imposible} \end{cases} \tag{6-22}$$

Si se reemplazan los COP_R por COP_{HP} en la ecuación 6-22 se obtiene una relación similar para las bombas de calor.

El COP para un refrigerador o bomba de calor reversible es el valor teórico máximo para los límites de temperatura especificados. Los refrigeradores o bombas de calor reales pueden aproximarse a estos valores cuando se mejoran sus diseños, pero nunca pueden alcanzarlos.

Como nota final, los COP de refrigeradores y bombas de calor disminuyen cuando T_L decrece, es decir, requiere más trabajo absorber calor de medios de temperatura menor. Cuando la temperatura del espacio refrigerado se aproxima a cero, la cantidad de trabajo requerida para producir una cantidad finita de refrigeración se aproxima a infinito y COP_R tiende a cero.

EJEMPLO 6-6 Ciclo de refrigeración de Carnot operando en el domo de saturación

Un ciclo de refrigeración de Carnot se lleva a cabo en un sistema cerrado en la región de mezcla de líquido y vapor saturado, usando 0.8 kg de refrigerante R-134a como fluido de trabajo (Fig. 6-51). Las temperaturas máxima y mínima en el ciclo son 20 y –8 °C, respectivamente. Se sabe que el refrigerante es líquido saturado al final del proceso de rechazo de calor, y el trabajo neto de entrada al ciclo es 15 kJ. Determine la fracción de la masa del refrigerante que se vaporiza durante el proceso de adición de calor, y la presión al final del proceso de rechazo de calor.

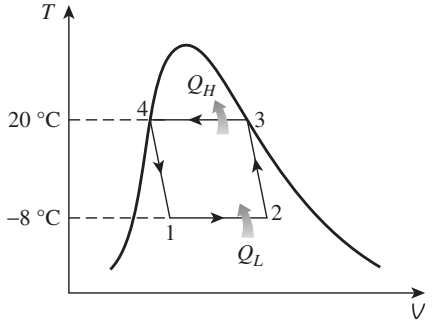


Figura 6-51
Esquema para el ejemplo 6-6.

Solución Un ciclo de Carnot de refrigeración se lleva a cabo en un sistema cerrado. Se deben determinar la fracción masa del refrigerante que se vaporiza durante el proceso de adición de calor, y la presión al final del proceso de rechazo de calor.

Suposiciones El refrigerador opera en el ciclo ideal de Carnot.

Análisis Conociendo las temperaturas alta y baja, el coeficiente de desempeño del ciclo es

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} = \frac{1}{(20 + 273\,\text{K})/(-8 + 273\,\text{K}) - 1} = 9.464$$

La cantidad de enfriamiento se determina, a partir de la definición del coeficiente de desempeño, como

$$Q_L = \text{COP}_\text{R} \times W_\text{entrada} = (9.464)(15\ \text{kJ}) = 142\ \text{kJ}$$

La entalpía de vaporización del R-134 a –8 °C es h_{fg} = 204.59 kJ/kg (tabla A-11). Entonces, la cantidad de refrigerante que se vaporiza durante la absorción de calor resulta

$$Q_L = m_\text{evap} h_{fg\ \text{a}\ -8\ ^\circ\text{C}} \rightarrow m_\text{evap} = \frac{142\ \text{kJ}}{204.59\ \text{kJ/kg}} = 0.694\ \text{kg}$$

Por tanto, la fracción de la masa que se vaporiza durante el proceso de adición de calor al refrigerante es

$$\text{Fracción de masa} = \frac{m_\text{evap}}{m_\text{total}} = \frac{0.694\ \text{kg}}{0.8\ \text{kg}} = \mathbf{0.868\ u\ 86.8\%}$$

La presión al final del proceso de rechazo de calor es simplemente la presión de saturación a la temperatura de rechazo de calor,

$$P_4 = P_{\text{sat a } 20\ ^\circ\text{C}} = \mathbf{572.1\,kPa}$$

Comentario El ciclo de Carnot es un ciclo idealizado de refrigeración; por lo tanto, no se puede lograr en la práctica. En el capítulo 11 se analizan ciclos prácticos de refrigeración.

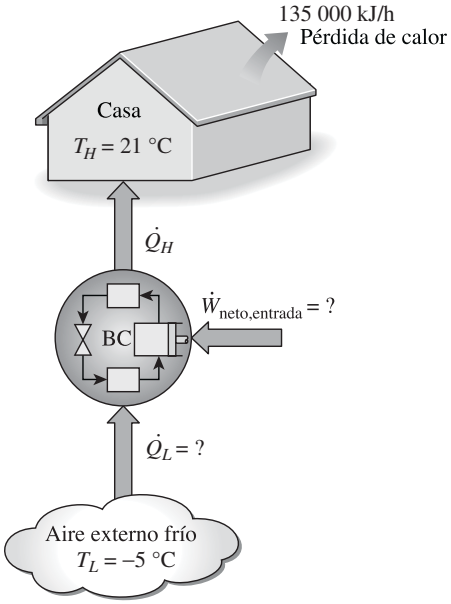


Figura 6-52
Esquema para el ejemplo 6-7.

EJEMPLO 6-7 Calentamiento de una casa con una bomba de calor de Carnot

Se utilizará una bomba de calor para calentar una casa durante el invierno, como se muestra en la figura 6-52. La casa se mantiene a 21 °C todo el tiempo y se estima que pierde calor a razón de 135 000 kJ/h cuando la temperatura exterior desciende a −5 °C. Determine la potencia mínima requerida para impulsar esta bomba de calor.

Solución Una bomba de calor mantiene una casa a una temperatura constante. Se determinará la entrada de potencia mínima requerida a la bomba de calor.

Suposiciones Existen condiciones estacionarias de operación.

Análisis La bomba de calor debe suministrar calor a la casa a una tasa de $\dot{Q}_H$ = 135 000 kJ/h = 37.5 kW. Los requerimientos de potencia son mínimos cuando se emplea una bomba de calor reversible para hacer el trabajo. El COP de una bomba de calor reversible que opera entre la casa y el aire exterior es

$$\text{COP}_\text{HP,rev} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (-5 + 273\,\text{K})/(21 + 273\,\text{K})} = 11.3$$

Entonces, la entrada de potencia requerida para esta bomba de calor reversible se convierte en

$$\dot{W}_{\text{neto,entrada}} = \frac{\dot{Q}_H}{\text{COP}_{\text{HP}}} = \frac{37.5\ \text{kW}}{11.3} = \mathbf{3.32\ kW}$$

Comentario Esta bomba de calor reversible puede satisfacer los requerimientos de calefacción de esta casa si consume energía eléctrica a razón de 3.32 kW solamente. Si esta casa se calentara por medio de calentadores de resistencia eléctricos, el consumo de energía aumentaría 11.3 veces, es decir, 37.5 kW. Esto se debe a que en los calentadores de resistencia la energía eléctrica se convierte en calor en una relación uno a uno. Con una bomba de calor, sin embargo, la energía se absorbe desde el exterior y se lleva al interior por medio de un ciclo de refrigeración que consume sólo 3.32 kW. Observe que la bomba de calor no crea energía. Sólo la transporta de un medio (el exterior frío) a otro (el interior caliente).

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Refrigeradores domésticos

Los refrigeradores para conservar alimentos perecederos han sido por mucho tiempo los aparatos esenciales de un hogar y han demostrado ser muy durables, confiables y proveedores de un servicio satisfactorio mayor a 15 años. Un refrigerador doméstico es en realidad una combinación de refrigerador-congelador porque tiene un compartimiento de congelador para hacer hielo y almacenar comida congelada.

Los refrigeradores actuales utilizan mucho menos energía como resultado del empleo de motores y compresores *más pequeños* y de *mayor eficiencia*, *mejores materiales de aislamiento*, *áreas superficiales de serpentín más grandes* y *mejores sellos para las puertas* (Fig. 6-53). Tener en operación un refrigerador promedio a un costo promedio de electricidad de 8.3 centavos de dólar por kWh, cuesta cerca de $72 al año, lo cual es la mitad del costo de operación anual de un refrigerador hace 25 años. Reemplazar un refrigerador de hace 25 años de 18 pies cúbicos por un modelo eficiente en cuanto al consumo de energía ahorra más de 1 000 kWh de electricidad por año. Para el ambiente esto significa una reducción de más de 1 tonelada de CO_2, causante del cambio climático global, y más de 10 kg de SO_2, que causa lluvia ácida.

A pesar de las mejoras hechas en los refrigeradores domésticos en varias de sus áreas, durante los últimos 100 años el *ciclo de refrigeración por compresión de vapor* ha permanecido sin cambio. Los sistemas opcionales de *refrigeración por absorción* y *refrigeración termoeléctrica* son en la actualidad más caros y menos eficientes y han encontrado un uso limitado en algunas aplicaciones especializadas (tabla 6-1).

Un refrigerador doméstico se diseña para mantener la sección del congelador a −18 °C (0 °F) y la del refrigerador a 3 °C (37 °F). Temperaturas menores del congelador incrementan el consumo de energía sin mejorar de forma significativa la vida de almacenamiento de los alimentos congelados. Temperaturas diferentes para el almacenamiento de alimentos específicos se

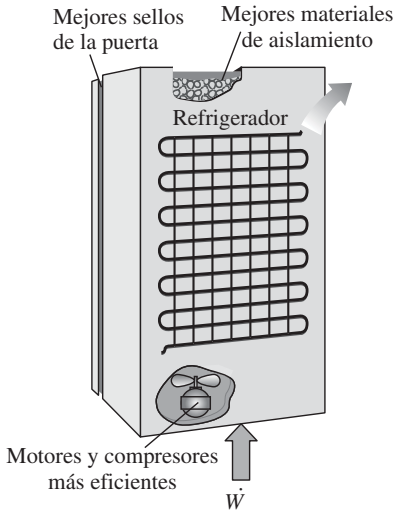


Figura 6-53
Los refrigeradores actuales son mucho más eficientes gracias a las mejoras en la tecnología y la manufactura.

* Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.

Tabla 6-1

Eficiencias de operación características de algunos sistemas de refrigeración para una temperatura de congelador de −18 °C y temperatura ambiente de 32 °C

Tipo de sistema de refrigeración	Coeficiente de desempeño
Compresión de vapor	1.3
Refrigeración por absorción	0.4
Refrigeración termoeléctrica	0.1

pueden mantener en la sección del refrigerador por medio de compartimientos *de aplicación específica*.

Casi todos los refrigeradores de gran tamaño cuentan con una caja de *cerrado hermético* para verduras cubiertas de hojas y frutas frescas, de modo que permanezcan húmedas y estén protegidas del efecto de desecación de aire frío que circula en el refrigerador. Un *compartimiento para huevos* cubierto en la tapa prolonga la vida de éstos al disminuir la pérdida de humedad. Es común que los refrigeradores posean en la puerta un compartimiento especial templado para la *mantequilla*, con la finalidad de mantenerla a temperatura de derretimiento. Este compartimiento también aísla la mantequilla y evita que absorba *olores* y *sabores* de otros alimentos. Algunos modelos de lujo tienen un *compartimiento de carnes* con temperatura controlada que se mantiene a −0.5 °C (31 °F), que conserva la carne a la mínima temperatura segura sin congelarla, de este modo se prolonga su vida de almacenaje. Los modelos más caros vienen con un *productor de hielo* localizado en la sección del congelador que está conectado a la línea de agua, así como con dosificadores automáticos de hielo y agua helada. Un productor de hielo representativo produce entre 2 y 3 kg de hielo al día y almacena entre 3 y 5 kg en un recipiente móvil.

Los refrigeradores domésticos consumen aproximadamente entre 90 y 600 W de energía eléctrica al operar y están diseñados para funcionar de modo satisfactorio en ambientes de hasta 43 °C (110 °F). Los refrigeradores funcionan de forma intermitente, como usted habrá notado, y operan cerca de 30 por ciento del tiempo bajo uso normal en una casa a 25 °C (77 °F).

Para dimensiones externas específicas, es deseable que un refrigerador tenga volumen *máximo* de almacenaje de comida, consumo *mínimo* de energía y el *menor* costo posible para el consumidor. El volumen total de almacenaje de comida se ha incrementado con el paso de los años sin que esto haya significado un incremento en las dimensiones externas, esto gracias al uso de aislamiento más delgado pero más eficaz y por la reducción del espacio que ocupan el compresor y el condensador. Al cambiar el aislamiento de fibra de vidrio (conductividad térmica $k = 0.032\text{-}0.040$ W/m · °C) por el de espuma de uretano expandida ($k = 0.019$ W/m · °C) se logró reducir el espesor de la pared del refrigerador a casi la mitad, de alrededor de 90 a 48 mm para la sección del congelador y de 70 a 40 mm para la del refrigerador. La rigidez y la acción de unión de la espuma también proporcionan soporte estructural adicional. Sin embargo, toda la cubierta del refrigerador se debe sellar de forma cuidadosa para evitar alguna fuga de agua o entrada de humedad hacia el aislamiento ya que la humedad degrada la efectividad del aislamiento.

El tamaño del compresor y otros componentes de un sistema de refrigeración se determinan con base en la carga de calor anticipada (o carga de refrigeración), que es la tasa de flujo de calor hacia el refrigerador. La carga de calor consiste en la *parte predecible*, como la transferencia de calor a través de las paredes y los empaques de las puertas del refrigerador, así como de motores de ventiladores y calentadores de descongelación (Fig. 6-54); y la *parte impredecible*, que depende de los hábitos del usuario, como abrir la puerta, hacer hielos y el llenado del refrigerador. La cantidad de *energía* que consume el refrigerador se reduce al poner en práctica *medidas de conservación* según se explica a continuación.

1. *Abrir la puerta del refrigerador las menos veces posibles* durante el menor tiempo posible. Cada vez que se abre la puerta del refrigerador, el aire frío del interior se reemplaza por aire tibio externo que debe ser enfriado. Mantener el refrigerador o el congelador lleno ahorrará energía al reducir la cantidad de aire frío que pueda escapar cada vez que se abre la puerta.

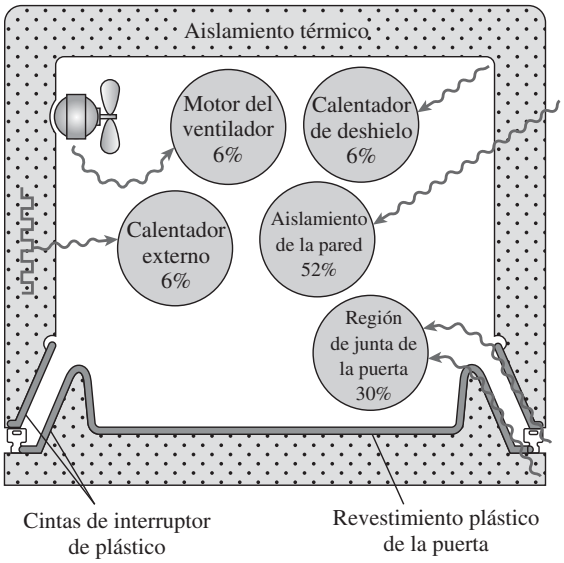


Figura 6-54

Sección transversal de un refrigerador que muestra las magnitudes relativas de varios efectos que constituyen la carga de calor predecible.

2. *Enfriar primero los alimentos calientes* a temperatura ambiente antes de introducirlos al refrigerador. Pasar una sartén caliente directamente del horno al refrigerador no sólo consume energía al hacer que el refrigerador trabaje más tiempo, sino que también causa que los alimentos perecederos cercanos a la sartén se descompongan al crear un ambiente más caliente en su entorno inmediato (Fig. 6-55).

3. *Limpiar los serpentines del condensador* localizados detrás o debajo del refrigerador. El polvo y la mugre pegados en los serpentines actúan como un aislamiento que disminuye la disipación de calor a través de ellos. Limpiar los serpentines un par de veces al año con un trapo húmedo o una aspiradora mejorará la capacidad de enfriamiento del refrigerador al mismo tiempo que reducirá el consumo de energía. A veces se emplea un ventilador para el enfriamiento forzado de los condensadores de refrigeradores grandes o integrados, y el fuerte movimiento del aire mantiene limpios los serpentines.

4. *Comprobar si el empaque de la puerta* tiene fugas. Esto se puede hacer colocando una linterna en el refrigerador, sin luces en la cocina y observando si se filtra la luz. La transferencia de calor a través de la región de unión de la puerta explica casi un tercio de la carga de calor regular de los refrigeradores y, por lo tanto, se debe reemplazar de inmediato cualquier junta defectuosa.

5. *Evitar ajustes innecesarios de temperatura baja*. Las temperaturas recomendadas para congeladores y refrigeradores son −18 °C (0 °F) y 3 °C (37 °F), respectivamente. Fijar la temperatura del congelador debajo de −18 °C contribuye de forma importante al consumo de energía pero no mucho a la duración de los alimentos congelados. Mantener temperaturas de 6 °C (o 10 °F) por debajo de los niveles recomendados incrementa el uso de energía en 25 por ciento.

6. *Evitar la acumulación excesiva de hielo* en las superficies interiores del evaporador. La capa de hielo en la superficie actúa como un aislamiento y disminuye la transferencia de calor de la sección del congelador hacia el refrigerante. El refrigerador se debe descongelar encendiendo de forma manual el interruptor de control de temperatura cuando el espesor del hielo pasa de algunos milímetros.

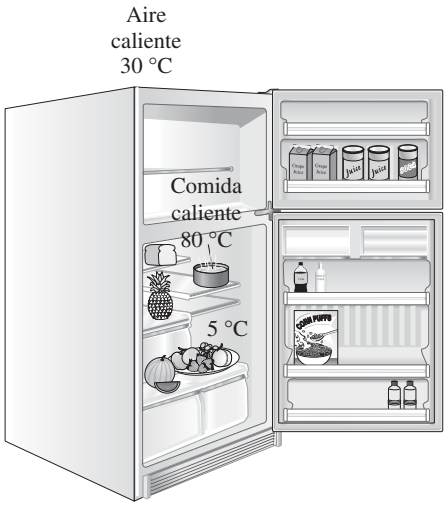


Figura 6-55

Introducir al refrigerador alimentos calientes sin dejar que se enfríen primero no sólo gasta energía sino que también descompone los alimentos cercanos.

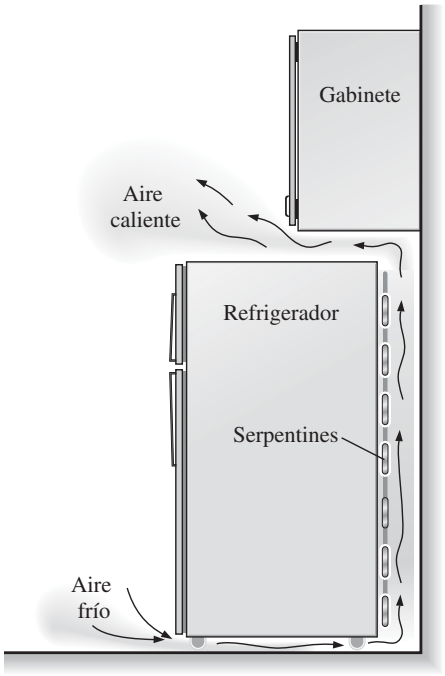


Figura 6-56
Los serpentines del condensador de un refrigerador se deben limpiar de forma periódica y no deben bloquearse los pasajes de flujo de aire con la finalidad de mantener un rendimiento alto.

La descongelación se hace de forma automática en refrigeradores que no forman escarcha al suministrar calor, de forma periódica y durante cortos periodos, suministrando el calor al evaporador mediante un calentador de resistencia de entre 300 W y 1 000 W, o mediante gas refrigerante caliente. El agua se drena entonces a un recipiente externo donde se evapora por medio del calor que disipa el condensador. Los evaporadores que no forman escarcha son básicamente tubos provistos de aletas sujetos al flujo de aire que hace circular un ventilador. Casi toda la escarcha se colecta en las aletas, que son las superficies más frías, de modo que tanto las superficies expuestas de la sección del congelador como el alimento congelado quedan sin escarcha.

7. *Usar el interruptor ahorrador de energía* que controla los serpentines de calentamiento y evita la condensación en las superficies externas en ambientes húmedos. Los calentadores de bajo consumo se usan para aumentar la temperatura de las superficies externas del refrigerador en lugares críticos arriba del punto de rocío, con la finalidad de evitar la formación y el deslizamiento de gotas en las superficies. La condensación tiene más probabilidades de ocurrir en verano en hogares sin sistemas de aire acondicionado ubicados en lugares con climas cálidos y húmedos. La formación de humedad en las superficies es indeseable porque podría causar el deterioro de la superficie externa y humedecer el piso de la cocina. Cerca de 10 por ciento de la energía total consumida por el refrigerador se ahorra si se apaga este calentador y se mantiene así a menos que haya condensación visible en las superficies externas.
8. *No bloquear los pasajes de flujo de aire* hacia y desde los serpentines del condensador. El aire que entra por el fondo y los lados del condensador y sale por la parte superior se encarga de arrastrar el calor que disipa este dispositivo. Cualquier bloqueo de esta trayectoria de circulación del aire por convección natural mediante objetos grandes, como cajas de cereal en la parte superior del refrigerador, degradarán el desempeño del condensador y, por lo tanto, del refrigerador (Fig. 6-56).

Éstas y otras medidas de conservación de sentido común darán como resultado la reducción de los costos de energía y mantenimiento de un refrigerador así como una vida prolongada y sin problemas para el dispositivo.

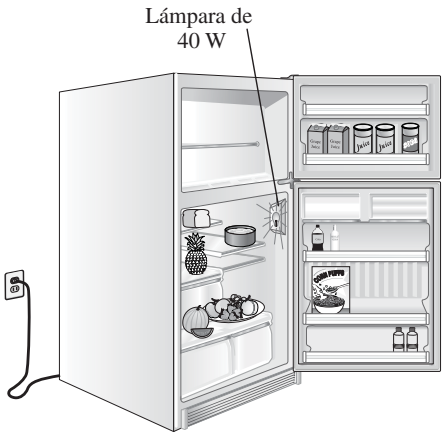


Figura 6-57
Esquema para el ejemplo 6-8.

EJEMPLO 6-8 Falla del interruptor de luz del refrigerador

La iluminación interna de los refrigeradores la proporcionan lámparas incandescentes que se encienden cuando se abre la puerta del refrigerador. Considere un refrigerador cuya lámpara de 40 W permanece encendida como resultado de una falla del interruptor (Fig. 6-57). Si el refrigerador tiene un coeficiente de desempeño de 1.3 y el costo de la electricidad es de 12 centavos de dólar por kWh, determine el incremento en el consumo de energía del refrigerador y el costo anual que acarreará de no repararse el interruptor.

Solución La lámpara de un refrigerador permanece encendida debido a una falla del interruptor. Se determinará el incremento en el consumo de electricidad y el costo.

Suposiciones La vida de la lámpara es mayor a un año.

Análisis La lámpara consume 40 W de potencia cuando está encendida, por lo tanto añade 40 W a la carga de calor del refrigerador. En vista de que el COP del refrigerador es 1.3, la potencia que consume el refrigerador para eliminar el calor que genera la lámpara es

$$\dot{W}_{\text{refrig}} = \frac{\dot{Q}_{\text{refrig}}}{\text{COP}_R} = \frac{40\ \text{W}}{1.3} = 30.8\ \text{W}$$

Por lo tanto, la potencia adicional que consume el refrigerador es

$$\dot{W}_{\text{total,adicional}} = \dot{W}_{\text{luz}} + \dot{W}_{\text{refrig}} = 40 + 30.8 = 70.8\ \text{W}$$

El número total de horas en un año es

$$\text{Horas anuales} = (365\ \text{días/año})(24\ \text{h/día}) = 8\ 760\ \text{h/año}$$

Si se supone que el refrigerador se abre 20 veces al día durante un promedio de 30 segundos, la luz estaría encendida normalmente durante

$$\text{Horas de operación normal} = (20\ \text{veces/día})(30\ \text{s/vez})(1\ \text{h}/3\ 600\ \text{s})(365\ \text{días/año})$$
$$= 61\ \text{h/año}$$

Entonces las horas adicionales que la luz permanece encendida como resultado de la falla son

$$\text{Horas de operación adicionales} = \text{horas anuales} - \text{horas de operación normales}$$
$$= 8\ 760 - 61 = 8\ 699\ \text{h/año}$$

Por lo tanto, el consumo adicional de potencia eléctrica y su costo por año son

$$\text{Consumo de potencia adicional} = \dot{W}_{\text{total,adicional}} \times (\text{horas de operación adicionales})$$
$$= (0.0708\ \text{kW})(8\ 699\ \text{h/año}) = \mathbf{616\ kWh/año}$$

y

$$\text{Costo de potencia adicional} = (\text{Consumo de potencia adicional})(\text{Costo unitario})$$
$$= (616\ \text{kWh/año})(\$0.12/\text{kWh}) = \mathbf{\$73.9/año}$$

Comentario No reparar el interruptor costará al dueño de la casa $75 al año. Esto es alarmante cuando se considera que a $0.12/kWh, un refrigerador representativo consume cerca de $100 de electricidad al año.

RESUMEN

La *segunda ley de la termodinámica* establece que un proceso ocurre en cierta dirección, no en cualquiera. Un proceso no ocurre a menos que satisfaga tanto la primera como la segunda leyes de la termodinámica. Los cuerpos que pueden absorber o rechazar cantidades finitas de calor en forma isotérmica se llaman *depósitos de energía térmica* o *depósitos de calor*.

El trabajo se puede convertir directamente en calor, pero éste no se puede convertir en trabajo sino únicamente por medio de ciertos dispositivos llamados *máquinas térmicas*. La *eficiencia térmica* de una máquina térmica se define como

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{W_{\text{neto,salida}}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

donde $W_{\text{neto,salida}}$ es la salida de trabajo neto de la máquina térmica, Q_H la cantidad de calor suministrada a la máquina y Q_L la cantidad de calor que la máquina cede.

Los refrigeradores y las bombas de calor son dispositivos que absorben calor de medios de baja temperatura y lo ceden hacia la atmósfera a medios de mayor temperatura. El desempeño de un refrigerador o bomba de calor se expresa en términos del *coeficiente de desempeño*, definido como

$$\text{COP}_R = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1}$$

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

El *enunciado de Kelvin-Planck* de la segunda ley de la termodinámica establece que ninguna máquina térmica puede producir una cantidad neta de trabajo mientras intercambia calor con un solo depósito. El *enunciado de Clausius* de la segunda ley expresa que ningún dispositivo puede transferir calor de un cuerpo más frío a otro más caliente sin dejar un efecto sobre los alrededores.

Cualquier dispositivo que viola la primera o la segunda ley de la termodinámica se llama *máquina de movimiento perpetuo*.

Se dice que un proceso es *reversible* si tanto el sistema como los alrededores pueden volver a su condición original. Cualquier otro proceso es *irreversible*. Los efectos que hacen que un proceso sea irreversible son la fricción, la expansión o compresión de no cuasiequilibrio y la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura, las cuales se denominan *irreversibilidades*.

El *ciclo de Carnot* es un ciclo reversible compuesto por cuatro procesos reversibles, dos isotérmicos y dos adiabáticos. Los *principios de Carnot* establecen que las eficiencias térmicas de las máquinas térmicas reversibles que operan entre dos depósitos son las mismas, y que ninguna máquina de este tipo es más eficiente que una reversible que opera entre los mismos dos depósitos. Estos enunciados crean el fundamento para establecer una *escala termodinámica de temperatura* relacionada con las transferencias de calor entre un dispositivo reversible y los depósitos a alta y baja temperaturas, por medio de

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{\text{rev}} = \frac{T_H}{T_L}$$

Por lo tanto, la relación Q_H/Q_L se puede reemplazar por T_H/T_L para dispositivos reversibles, donde T_H y T_L son las temperaturas absolutas de los depósitos de temperaturas alta y baja, respectivamente.

Una máquina térmica que opera en un ciclo reversible de Carnot se llama *máquina térmica de Carnot*. La eficiencia térmica de una máquina térmica de Carnot, así como de las otras máquinas térmicas reversibles está expresada por

$$\eta_{\text{ter,rev}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Ésta es la eficiencia máxima que puede tener una máquina térmica que opera entre dos depósitos a temperaturas T_H y T_L.

Los COP de refrigeradores reversibles y las bombas de calor se obtienen de una manera similar,

$$\text{COP}_{\text{R,rev}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

y

$$\text{COP}_{\text{HP,rev}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

De nuevo, éstos son los COP más altos que puede tener un refrigerador o una bomba de calor que opera entre los límites de temperatura T_H y T_L.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. *ASHRAE*, *Handbook of Refrigeration*, Versión SI, Atlanta, Georgia, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1994.
2. D. Stewart, "Wheels Go Round and Round, but Always Run Down", noviembre de 1986, *Smithsonian*, pp. 193-208.
3. J. T. Amann, A. Wilson y K. Ackerly, *Consumer Guide to Home Energy Saving*, 9a. ed., American Council for an Energy-Efficient Economy,Washington, D. C., 2007.

PROBLEMAS*

Segunda ley de la termodinámica y depósitos de energía térmica

6-1C Describa un proceso imaginario que viole tanto la primera como la segunda leyes de la termodinámica.

6-2C Describa un proceso imaginario que satisfaga la primera ley pero que viole la segunda ley de la termodinámica.

6-3C Describa un proceso imaginario que satisfaga la segunda ley pero viole la primera ley de la termodinámica.

6-4C Un experimentador asegura haber subido la temperatura de una pequeña cantidad de agua a 150 °C transfiriendo calor de vapor a alta presión a 120 °C. ¿Es ésta una aseveración razonable? ¿Por qué? Suponga que no se usa en el proceso ni refrigerador, ni bomba de calor.

6-5C ¿Qué es un depósito de energía térmica? Dé algunos ejemplos.

6-6C Considere el proceso de hornear papas en un horno convencional. ¿Se puede considerar el aire caliente del horno como un depósito térmico? Explique.

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto, y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono ◔ son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

Máquinas térmicas y eficiencia térmica

6-7C ¿Cuáles son las características de todas las máquinas térmicas?

6-8C ¿Cuál es la expresión de Kelvin-Planck de la segunda ley de la termodinámica?

6-9C ¿Es posible que una máquina térmica opere sin rechazar ningún calor de desecho a un depósito de baja temperatura? Explique.

6-10C Los calentadores con base de tablilla son básicamente calentadores de resistencia eléctrica, y se usan con frecuencia para calefacción de espacios. Una ama de casa asegura que sus calentadores con base de tablilla, que tienen 5 años de uso, tienen una eficiencia de conversión del 100 por ciento. ¿Es esta afirmación una violación de algunas leyes termodinámicas? Explique.

6-11C ¿Una máquina térmica que tiene una eficiencia térmica de 100 por ciento viola necesariamente *a*) la primera ley y *b*) la segunda ley de la termodinámica? Explique.

6-12C En ausencia total de fricción y de otras irreversibilidades, ¿puede una máquina térmica tener una eficiencia de 100 por ciento? Explique.

6-13C Las eficiencias de todos los dispositivos productores de trabajo, incluyendo las plantas hidroeléctricas, ¿están limitadas por la expresión de Kelvin-Planck de la segunda ley? Explique.

6-14C Considere una cacerola con agua que se calienta *a*) colocándola en una parrilla eléctrica y *b*) colocando un elemento calentador en el agua. ¿Cuál de los dos métodos es la manera más eficiente de calentar el agua? Explique.

6-15 Una central termoeléctrica de vapor recibe calor de un horno a razón de 280 GJ/h. Se estima que las pérdidas de calor al aire circundante del vapor conforme éste pasa por las tuberías y otros componentes son de alrededor de 8 GJ/h. Si el calor residual es transferido a agua refrigerante a razón de 145 GJ/h, determine *a*) la energía neta de salida y *b*) la eficiencia térmica de esta central termoeléctrica.
Respuestas: a) 35.3 MW, *b*) 45.4 por ciento

6-16E El motor de un automóvil con una potencia de 110 hp tiene una eficiencia térmica de 28 por ciento. Determine la razón del consumo de combustible si el valor de calentamiento del combustible es de 19 000 btu/lbm.

6-17E Una máquina térmica tiene una entrada de calor de 3×10^4 Btu/h, y una eficiencia térmica de 40 por ciento. Calcule la potencia que producirá en hp.

6-18 La eficiencia térmica de una máquina térmica general es 35 por ciento, y produce 60 hp. ¿A qué tasa se transfiere calor en este motor, en kJ/s?

6-19 Una planta termoeléctrica de 600 MW, que usa, para el proceso de enfriamiento, el agua de un río cercano, tiene una eficiencia térmica de 40 por ciento. Determine la tasa de transferencia térmica al agua del río. ¿La tasa real de transferencia será mayor o menor que este valor? ¿Por qué?

6-20 Una máquina térmica que bombea agua para extraerla de una mina subterránea acepta 700 kJ de calor y produce 250 kJ de trabajo. ¿Cuánto calor rechaza, en kJ?

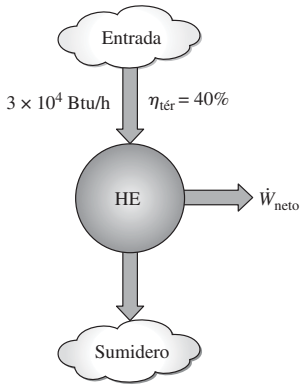


Figura P6-17E

6-21 Una máquina térmica con una eficiencia térmica de 45 por ciento rechaza 500 kJ/kg de calor. ¿Cuánto calor recibe? *Respuesta:* 909 kJ/kg

6-22 Una planta termoeléctrica con una generación de potencia de 150 MW consume carbón a razón de 60 toneladas/h. Si el poder calorífico del carbón es 30 000 kJ/kg, determine la eficiencia total de esta planta. *Respuesta:* 30.0 por ciento

6-23 Un motor de automóvil consume combustible a razón de 22 L/h y entrega a las ruedas una potencia de 55 kW. Si el combustible tiene un poder calorífico de 44 000 kJ/kg y una densidad de 0.8 g/cm^3, determine la eficiencia del motor.
Respuesta: 25.6 por ciento

6-24 En 2001, Estados Unidos produjo 51 por ciento de su electricidad, 1.878×10^{12} kWh, en plantas con quemadores de carbón. Tomando la eficiencia térmica promedio como 34 por ciento, determine la cantidad de energía térmica rechazada por las plantas eléctricas de carbón en Estados Unidos ese año.

6-25E La energía solar almacenada en grandes cuerpos de agua, que se llaman estanques solares, se utiliza para generar electricidad. Si una planta de energía solar tiene una eficiencia de 3 por ciento y una generación neta de 180 kW, determine el valor promedio de la tasa necesaria de recolección de energía solar, en Btu/h.

6-26 Una planta eléctrica de carbón produce una potencia neta de 300 MW con una eficiencia térmica total de 32 por ciento. La relación real gravimétrica aire-combustible en el horno se calcula que es 12 kg aire/kg de combustible. El poder calorífico del carbón es 28 000 kJ/kg. Determine *a*) la cantidad de carbón que se consume durante un periodo de 24 horas y *b*) la tasa de aire que fluye a través del horno.
Respuestas: a) 2.89×10^6 kg; *b*) 402 kg/s

6-27E Una planta de energía construida en Hawai en 1987 y que utiliza conversión de energía térmica oceánica (OTEC) se diseñó para operar entre los límites de temperatura de 86 °F en la superficie oceánica y 41 °F a una profundidad de 2 100 pies. Se bombearon aproximadamente 13 300 gpm de agua marina fría del fondo del océano a través de una tubería de 40 pulg de diámetro para utilizarla como medio refrigerante o disipador térmico. Si el agua refrigerante experimenta un

aumento de temperatura de 6 °F y la eficiencia térmica es de 2.5 por ciento, determine la cantidad de energía generada. Sea la densidad del agua marina de 64 lbm/pies^3.

Refrigeradores y bombas de calor

6-28C ¿Cuál es la diferencia entre un refrigerador y una bomba de calor?

6-29C ¿Cuál es la diferencia entre un refrigerador y un acondicionador de aire?

6-30C En un refrigerador, el calor se transfiere de un medio de menor temperatura (el espacio refrigerado) a uno de mayor temperatura (el aire de la cocina). ¿Es ésta una violación de la segunda ley de la termodinámica? Explique.

6-31C Una bomba de calor es un dispositivo que absorbe energía del aire exterior frío y la transfiere al interior más cálido. ¿Es ésta una violación de la segunda ley de la termodinámica? Explique.

6-32C Defina con sus propias palabras el coeficiente de desempeño de un refrigerador. ¿Puede ser mayor que la unidad?

6-33C Defina con sus propias palabras el coeficiente de desempeño de una bomba de calor. ¿Puede ser mayor que la unidad?

6-34C Una bomba de calor que se usa para calentar una casa tiene un COP (coeficiente de desempeño) de 2.5. Es decir, la bomba de calor entrega 2.5 kWh de energía a la casa por cada kWh de electricidad que consume. ¿Es ésta una violación de la primera ley de la termodinámica? Explique.

6-35C Un refrigerador tiene un COP de 1.5. Es decir, el refrigerador remueve 1.5 kWh de energía del espacio refrigerado por cada kWh de electricidad que consume. ¿Es ésta una violación de la primera ley de la termodinámica? Explique.

6-36C ¿Cuál es la expresión de Clausius de la segunda ley de la termodinámica?

6-37C Demuestre que las expresiones de Kelvin-Planck y de Clausius de la segunda ley son equivalentes.

6-38 Determine el coeficiente de rendimiento (COP) de un refrigerador que remueve el calor del compartimiento de comida a razón de 5 040 kJ/h por cada kW de potencia de consumo. También determine la razón de cesión de calor al aire exterior.

6-39 Determine el coeficiente de desempeño (COP) de una bomba de calor que suministra energía a una casa a razón de 8 000 kJ/h por cada kW de energía eléctrica que consume. También determine la razón de absorción de energía del aire exterior. *Respuesta:* 2.22, 4 400 kJ/h

6-40E Una bomba de calor residencial tiene un coeficiente de desempeño de 2.4. ¿Cuánto efecto de calefacción se obtiene, en Btu, cuando se suministran 5 hp a esta bomba de calor?

6-41 Un refrigerador que se usa para enfriar una computadora necesita 1.2 kW de potencia eléctrica, y tiene un COP de 1.8. Calcule el efecto de enfriamiento de este refrigerador, en kW.

6-42 Un acondicionador de aire remueve el calor de una casa a razón de 750 kJ/min mientras consume energía eléctrica a una tasa de 6 kW. Determine *a*) el coeficiente de desempeño de este aire acondicionado y *b*) la razón de la transferencia de calor al aire exterior. *Respuestas: a*) 2.08, *b*) 1 110 kJ/min

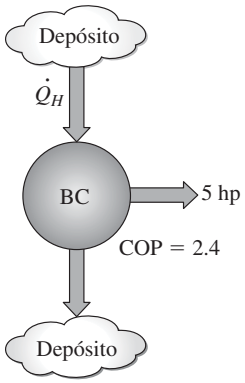


Figura P6-40E

6-43 Un almacén de alimentos se mantiene a –12 °C mediante un refrigerador, en un entorno de 30 °C. La ganancia total de calor al almacén se estima en 3 300 kJ/h, y el rechazo de calor en el condensador es de 4 800 kJ/h. Determine la entrada de potencia al compresor, en kW, y el COP del refrigerador.

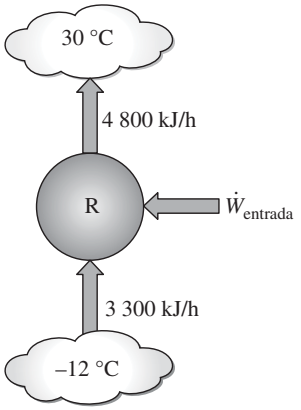


Figura P6-43

6-44 Un refrigerador doméstico que tiene una entrada de potencia de 450 W y un COP de 1.5 debe enfriar 5 sandías grandes, de 10 kg cada una, a 8 °C. Si las sandías están inicialmente a 28 °C, determine cuánto tardará el refrigerador en enfriarlas. Las sandías se pueden tratar como agua, cuyo calor específico es 4.2 kJ/kg · °C. ¿Su respuesta es realista u optimista? Explique. *Respuesta:* 104 min

6-45 Cuando un hombre regresa a su casa bien sellada en un día de verano, encuentra que su casa está a 35 °C. Enciende el acondicionador de aire, que enfría toda la casa a 20 °C en 30 minutos. Si el COP del sistema de acondicionamiento de aire es 2.8, determine la potencia que toma el acondicionador de aire. Suponga que toda la masa dentro de la casa equivale a 800 kg de aire para el cual $c_v = 0.72$ kJ/kg · °C y $c_p = 1.0$ kJ/kg · °C.

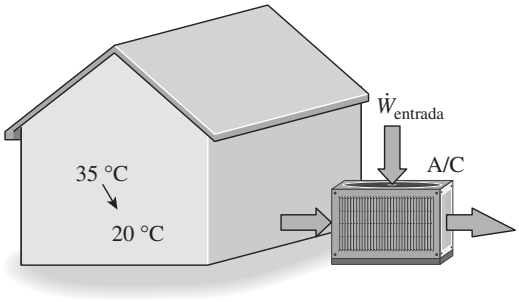


Figura P6-45

6-46 Reconsidere el problema 6-45. Usando el software EES u otro, determine la entrada de potencia que necesita el acondicionador de aire para enfriar la casa como función de las especificaciones EES de los acondicionadores de aire en el rango de 5 a 15. Explique sus resultados e incluya costos representativos de unidades de acondicionamiento de aire en el rango de especificaciones EES.

6-47E Una bomba de calor con un COP de 2.5 suministra energía a una casa a razón de 60 000 Btu/h. Determine *a*) la energía eléctrica consumida por la bomba de calor y *b*) la razón de la absorción de calor del aire exterior.
Respuestas: a) 9.43 hp, *b*) 36 000 Btu/h

6-48 Se deben enfriar plátanos de 24 a 13 °C a razón de 215 kg/h, mediante un sistema de refrigeración. La entrada de potencia al refrigerador es 1.4 kW. Determine la tasa de enfriamiento, en kJ/min, y el COP del refrigerador. El calor específico de los plátanos arriba del punto de congelación es 3.35 kJ/kg °C.

6-49 Se usa una bomba de calor para mantener una casa a una temperatura constante de 23 °C. La casa pierde calor hacia el aire exterior a través de las paredes y las ventanas a razón de 85 000 kJ/h, mientras que la energía generada dentro de la casa por las personas, las luces y los aparatos domésticos es de 4 000 kJ/h. Para un COP de 3.2, determine la potencia necesaria para la operación de bomba de calor.
Respuesta: 7.03 kW

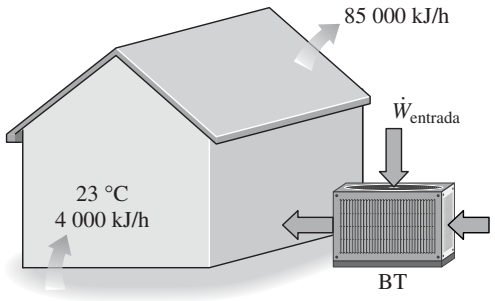


Figura P6-49

6-50E Entra agua a una máquina de hielo a 55 °F, y sale como hielo a 25 °F. Si el COP de la máquina de hielo es 2.4 en esta operación, determine el suministro necesario de potencia para una tasa de producción de hielo de 28 lbm/h (se necesita quitar 169 Btu de energía de cada lbm de agua a 55 °F para convertirla en hielo a 25 °F).

6-51 Un refrigerador doméstico se enciende una cuarta parte del tiempo y retira el calor del compartimento de comida a una razón promedio de 800 kJ/h. Si el COP del refrigerador es de 2.2 determine la energía que el refrigerador consume cuando se enciende.

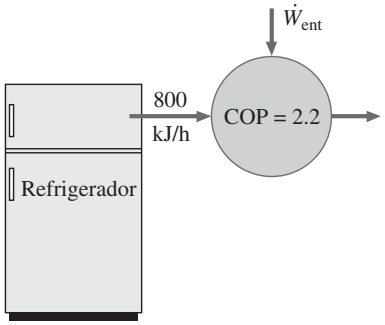


Figura P6-51

6-52 Una bomba de calor utilizada para calentar una casa se enciende aproximadamente una tercera parte del tiempo. La casa está perdiendo calor a una razón promedio de 22 000 kJ/h. Si el COP de la bomba de calor es de 2.8, determine la energía que la bomba de calor consume al encenderse.

6-53E Considere un cuarto de oficina que se enfría adecuadamente mediante un acondicionador de aire de ventana de 12 000 Btu/h de efecto de enfriamiento. Ahora se ha decidido convertir este cuarto en cuarto de computadoras instalando varias computadoras, terminales e impresoras con una potencia nominal total de 8.4 kW. Se tienen en almacén varios acondicionadores de aire de 7 000 Btu/h de efecto de enfriamiento, que se pueden instalar para responder a las necesidades adicionales de enfriamiento. Suponiendo un factor de uso de 0.4 (es decir, sólo se consumirá en un tiempo dado 40 por ciento de la potencia nominal) y la presencia de cuatro personas adicionales, cada una de las cuales genera calor a razón de 100 W, determine cuántos de estos acondicionadores de aire se necesitan instalar en el cuarto.

6-54 Considere un edificio cuya carga anual de acondicionamiento de aire se estima en 40 000 kWh en un área donde el

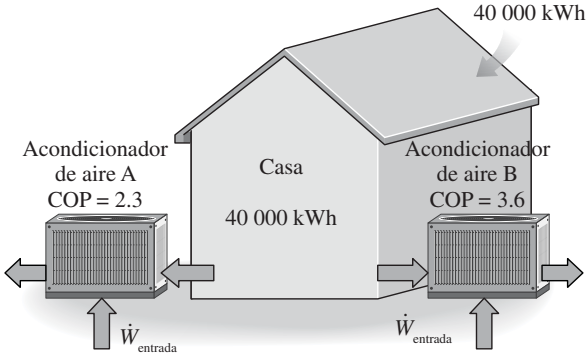


Figura P6-54

costo unitario de electricidad es $0.10/kWh. Se consideran dos acondicionadores de aire para el edificio. El acondicionador de aire A tiene un COP promedio estacional de 2.3 y su adquisición e instalación cuesta $5 500. El acondicionador B tiene un COP promedio estacional de 3.6 y su adquisición e instalación cuesta $7 000. Si todo lo demás es igual, determine cuál de los dos acondicionadores de aire es la mejor compra.

6-55 En el condensador de una bomba de calor residencial entra refrigerante 134a a 800 kPa y 35 °C, a razón de 0.018 kg/s, y sale como líquido saturado a 800 kPa. Si el compresor consume 1.2 kW de potencia, determine *a*) el COP de la bomba de calor y *b*) la tasa de absorción de calor del aire exterior.

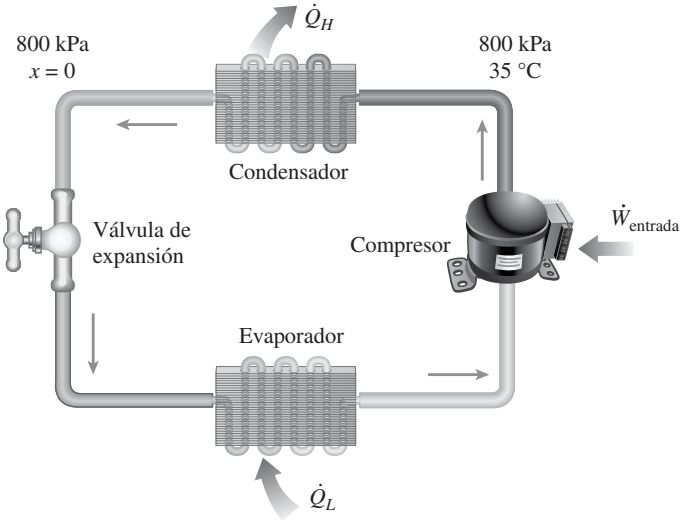


Figura P6-55

Máquinas de movimiento perpetuo

6-56C Un inventor afirma que ha desarrollado un calentador de resistencia que da 1.2 kWh de energía a un cuarto por cada kWh de electricidad que consume. ¿Es ésta una aseveración razonable, o este inventor ha desarrollado una máquina de movimiento perpetuo? Explique.

6-57C Es de conocimiento común que la temperatura del aire sube cuando se le comprime. Un inventor pensó usar este aire de alta temperatura para calentar edificios. Usó un compresor actuado por un motor eléctrico. El inventor dice que el sistema de aire caliente comprimido es 25 por ciento más eficiente que un sistema de calentamiento por resistencia que dé una cantidad equivalente de calentamiento. ¿Es esta afirmación válida, o es sólo otra máquina de movimiento perpetuo? Explique.

Procesos reversibles e irreversibles

6-58C Una bebida enlatada fría se deja en un cuarto más caliente, donde su temperatura se eleva como consecuencia de la transferencia de calor. ¿Es éste un proceso reversible? Explique.

6-59C Un bloque se desliza hacia abajo por un plano inclinado, con fricción y sin fuerza restrictiva. ¿Este proceso es reversible o irreversible? Justifique su respuesta.

6-60C Demuestre que los procesos que incluyen reacciones químicas rápidas son irreversibles considerando la combustión de una mezcla de gas natural (por ejemplo metano) y aire en un contenedor rígido.

6-61C Demuestre que los procesos que usan trabajo para mezclar son irreversibles considerando un sistema adiabático cuyo contenido se agita haciendo girar una rueda de paletas dentro del sistema (por ejemplo, batir una mezcla de pastel con un mezclador eléctrico).

6-62C ¿Por qué un proceso de compresión no cuasiequilibrado necesita una mayor entrada de trabajo que el correspondiente proceso de cuasiequilibrio?

6-63C ¿Por qué un proceso de expansión no cuasiequilibrado produce menos trabajo que el correspondiente proceso de cuasiequilibrio?

6-64C ¿Cómo distingue entre irreversibilidades internas y externas?

6-65C ¿Un proceso reversible de compresión o expansión es necesariamente de cuasiequilibrio? ¿Una expansión o compresión de cuasiequilibrio es necesariamente reversible? Explique.

6-66C ¿Por qué se interesan los ingenieros en los procesos reversibles aun cuando nunca se puedan lograr?

El ciclo de Carnot y los principios de Carnot

6-67C ¿Cuáles son los cuatro procesos que constituyen el ciclo de Carnot?

6-68C ¿Cuáles son las dos afirmaciones que se conocen como principios de Carnot?

6-69C ¿Es posible desarrollar un ciclo de máquina térmica *a*) real y *b*) reversible que sea más eficiente que el ciclo de Carnot operando entre los mismos límites de temperatura? Explique.

6-70C Alguien afirma haber desarrollado un nuevo ciclo reversible de máquina térmica que tiene una eficiencia teórica más alta que el ciclo de Carnot operando entre los mismos límites de temperatura. ¿Cómo evalúa usted esta afirmación?

6-71C Alguien afirma haber desarrollado un nuevo ciclo reversible de máquina térmica que tiene la misma eficiencia teórica que el ciclo de Carnot entre los mismos límites de temperatura. ¿Es ésta una afirmación razonable?

Máquinas térmicas de Carnot

6-72C ¿Hay alguna manera de aumentar la eficiencia de una máquina térmica de Carnot que no sea aumentar T_H o disminuir T_L?

6-73C Considere dos plantas eléctricas reales que operan con energía solar. Una planta recibe energía de un estanque solar a 80 °C, y la otra la recibe de colectores concentradores que elevan la temperatura del agua a 600 °C. ¿Cuál de estas plantas eléctricas tendrá una eficiencia más alta? Explique.

6-74 Desde una perspectiva de producción de trabajo, ¿qué es más valioso: *a*) depósitos de energía térmica a 675 K y 325 K, o *b*) depósitos de energía térmica a 625 K y 275 K?

6-75E Una máquina térmica trabaja en un ciclo de Carnot y tiene una eficiencia térmica de 55 por ciento. El calor de desecho de esta máquina se rechaza hacia un lago cercano a 60 °F, a razón de 800 Btu/min. Determine *a*) la producción de potencia de la máquina y *b*) la temperatura de la fuente.
Respuestas: a) 23.1 hp, *b*) 1 156 R

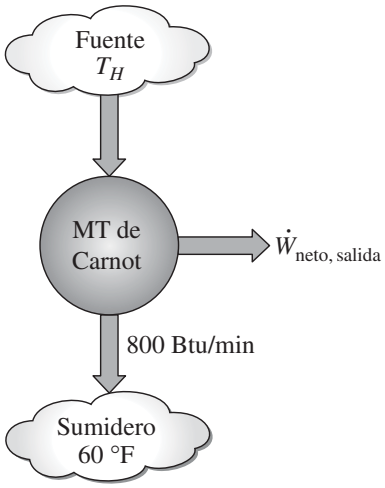


Figura P6-75E

6-76 Una máquina térmica de Carnot recibe 650 kJ de calor de una fuente de temperatura desconocida y rechaza 250 kJ de ella liberándola en un sumidero a 24 °C. Determine *a*) la temperatura de la fuente y *b*) la eficiencia térmica de la máquina térmica.

6-77 Una máquina térmica de Carnot opera entre una fuente a 1 000 K y un sumidero a 300 K. Si la máquina térmica recibe calor a razón de 800 kJ/min, determine *a*) la eficiencia térmica y *b*) la energía producida por esta máquina térmica.
Respuesta: a) 70 por ciento, *b*) 9.33 kW

6-78 Una máquina térmica opera entre una fuente a 477 °C y un sumidero a 25 °C. Si se suministra calor a la máquina térmica a una tasa constante de 65 000 kJ/min, determine la producción máxima de potencia de esta máquina térmica.

6-79 Reconsidere el problema 6-78. Usando software EES (u otro), estudie los efectos de las temperaturas de la fuente de calor y del sumidero sobre la potencia producida y la eficiencia térmica del ciclo. Suponga que la temperatura de la fuente varía de 300 a 1 000 °C, y que la temperatura del sumidero varía de 0 a 50 °C. Grafique la potencia producida y la eficiencia del ciclo contra la temperatura de la fuente para temperaturas de sumidero de 0 °C, 25 °C y 50 °C, y explique los resultados.

6-80E Un inventor afirma haber diseñado una máquina cíclica para usarse en vehículos espaciales que opera con una fuente de energía generada por combustible nuclear, cuya temperatura es 920 R, y un sumidero a 490 R que irradia el calor de desecho al espacio interestelar. También afirma que esta máquina produce 4.5 hp al rechazar el calor a razón de 15 000 Btu/h. ¿Es válida esta afirmación?

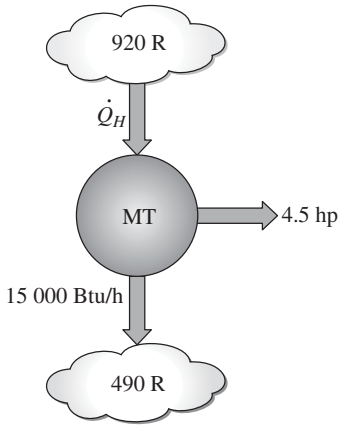


Figura P6-80E

6-81 Una máquina térmica recibe calor de una fuente de calor a 1 200 °C, y tiene una eficiencia térmica de 40 por ciento. La máquina térmica realiza un trabajo máximo igual a 500 kJ. Determine el calor suministrado a la máquina térmica por la fuente de calor, el calor rechazado al sumidero térmico, y la temperatura del sumidero térmico.

6-82 En climas tropicales, el agua cercana a la superficie del océano permanece caliente durante todo el año a consecuencia de la absorción de energía solar. Sin embargo, en las partes más profundas del océano, el agua permanece a una temperatura relativamente baja, pues los rayos solares no pueden penetrar tan lejos. Se propone aprovechar esta diferencia térmica y construir una planta de energía que absorba el calor del agua caliente cercana a la superficie y deseche el calor residual en el agua fría a unos cientos de metros de profundidad. Determine la máxima eficiencia térmica de dicha planta si las temperaturas del agua en los dos sitios son de 24 y 3 °C, respectivamente.

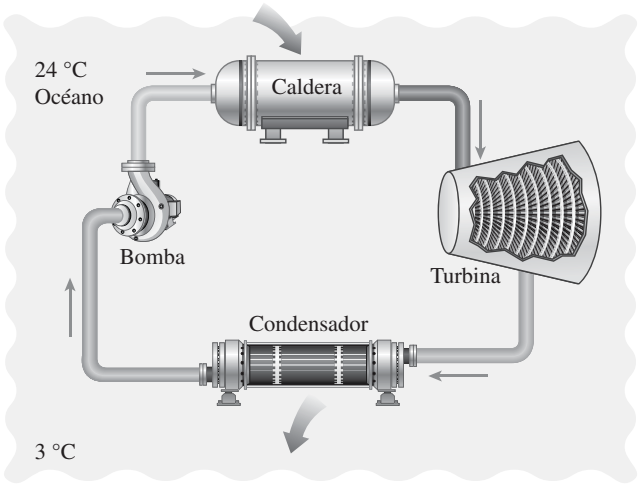


Figura P6-82

6-83 Una forma consolidada de generación de energía implica la generación de energía geotérmica, la energía del agua caliente que existe naturalmente en el subsuelo, como fuente de

calor. Si se descubre un suministro de agua caliente a 140 °C en un lugar donde la temperatura ambiente es de 20 °C, determine la eficiencia térmica máxima que puede tener una central geotérmica construida en ese lugar.
Respuesta: 29.1 por ciento

Refrigeradores y bombas de calor de Carnot

6-84C Un propietario de casa compra un nuevo refrigerador y un nuevo acondicionador de aire. ¿Cuál de estos dos aparatos esperaría usted que tuviera un COP más alto? ¿Por qué?

6-85C Un propietario de casa compra un nuevo refrigerador sin compartimiento congelador, y un congelador a muy baja temperatura para su cocina nueva. ¿Cuáles de estos aparatos esperaría usted que tuviera un menor COP? ¿Por qué?

6-86C ¿Cómo se puede aumentar el COP de un refrigerador de Carnot?

6-87C En un esfuerzo para conservar la energía en un ciclo de máquina térmica, alguien sugiere incorporar un refrigerador que absorba algo de la energía de desecho Q_L y la transfiera a la fuente de energía de la máquina térmica. ¿Es ésta una idea inteligente? Explique.

6-88C Está bien establecido que la eficiencia térmica de una máquina térmica aumenta al disminuir la temperatura T_L a la que se rechaza el calor de la máquina térmica. En un esfuerzo por aumentar la eficiencia de una planta eléctrica, alguien sugiere refrigerar el agua de enfriamiento antes de que entre al condensador, donde tiene lugar el rechazo de calor. ¿Estaría usted a favor de esta idea? ¿Por qué?

6-89C Se sabe bien que la eficiencia térmica de las máquinas térmicas aumenta al incrementar la temperatura de la fuente de energía. En un intento de aumentar la eficiencia de una planta eléctrica, alguien sugiere transferir energía, mediante una bomba de calor, de la fuente disponible de energía a un medio a temperatura más alta, antes de suministrar la energía a la planta eléctrica. ¿Qué piensa usted de esta sugerencia? Explique.

6-90 Durante un experimento realizado en un recinto a 25 °C, un laboratorista determina que un refrigerador que consume 2 kW de energía ha extraído 30 000 kJ de calor del espacio refrigerado, que se mantiene a −30 °C. El tiempo de funcionamiento del refrigerador durante el experimento fue de 20 min. Determine si esas medidas son razonables.

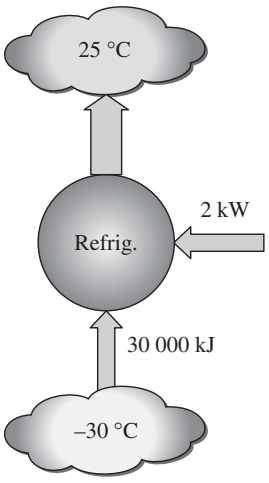


Figura P6-90

6-91 Un refrigerador de Carnot opera en un recinto en el que la temperatura es de 22 °C y consume 2 kW de energía cuando está funcionando. Si el compartimento de alimentos del refrigerador debe mantenerse a 3 °C, determine la razón de la extracción de calor del compartimento de alimentos.

6-92 Se requiere que un sistema de aire acondicionado que opera en el ciclo de Carnot inverso trasfiera calor de una casa a razón de 750 kJ/min para mantener su temperatura a 24 °C. Si la temperatura del aire exterior es de 35 °C, determine la energía requerida para operar este sistema de aire acondicionado. *Respuesta:* 0.46 kW

6-93 Un inventor afirma haber desarrollado una bomba térmica que produce un efecto de calentamiento de 200 kW para una zona calentada a 293 K usando solamente 75 kW de potencia y una fuente de calor a 273 K. Justifique la validez de esta afirmación.

6-94 Una bomba térmica opera en un ciclo de bomba térmica de Carnot con un COP de 8.7. Conserva un espacio a 24 °C consumiendo 2.15 kW de potencia. Determine la temperatura del depósito del cual se absorbe el calor y la carga de calentamiento que suministra la bomba térmica.
Respuestas: 263 K, 18.7 kW

6-95 Un refrigerador debe quitar calor del espacio enfriado a razón de 300 kJ/min para mantener su temperatura a −8 °C. Si el aire que rodea al refrigerador está a 25 °C, determine la entrada mínima de potencia que se necesita para este refrigerador. *Respuesta:* 0.623 kW

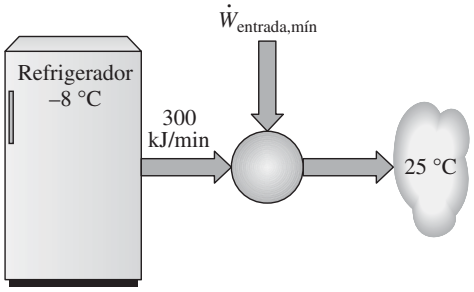


Figura P6-95

6-96 Un inventor dice haber desarrollado un sistema de refrigeración que quita el calor de una región cerrada a −12 °C y lo transfiere al aire circundante a 25 °C manteniendo un COP de 6.5. ¿Es esta afirmación razonable? ¿Por qué?

6-97 Una bomba de calor se usa para mantener una casa a 25 °C extrayendo calor del aire exterior un día en el que la temperatura del aire exterior es de 4 °C. Se estima que la casa pierde calor a razón de 110 000 kJ/h, y la bomba de calor consume 4.75 kW de potencia eléctrica para operar. ¿Esta bomba es suficientemente potente para hacer este trabajo?

6-98E Un refrigerador completamente reversible opera entre depósitos de energía a 450 R y 540 R. ¿Cuántos kilowatts de

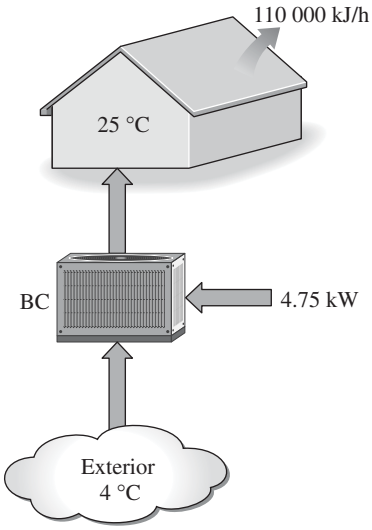


Figura P6-97

potencia se necesitan para que este dispositivo produzca un efecto de enfriamiento de 15 000 Btu/h?

6-99E Se utiliza un sistema de acondicionamiento de aire para mantener una casa a 72 °F cuando la temperatura exterior es de 90 °F. Si este sistema de acondicionamiento de aire consume 5 hp de potencia cuando está operando, determine la tasa máxima de calor extraído de la casa que es capaz de lograr.

6-100 Un refrigerador que opera en ciclo de Carnot invertido tiene una entrada medida de trabajo de 200 kW y un rechazo de calor de 2 000 kW a un depósito térmico a 27 °C. Determine la carga de enfriamiento suministrada al refrigerador, en kW, y la temperatura de la fuente de calor, en °C.
Respuestas: 1 800 kW, –3 °C.

6-101 Un refrigerador comercial con refrigerante 134a como su fluido de trabajo se utiliza para mantener el espacio refrigerado a −35 °C al liberar el calor residual en el agua refrigerante que ingresa al condensador a 18 °C a razón de 0.25 kg/s y sale de él a 26 °C. El refrigerante entra al condensador a 1.2 MPa y 50 °C y sale de él a la misma presión subenfriado 5 °C. Si el compresor consume 3.3 kW de energía, determine *a*) la razón de flujo másico del refrigerante, *b*) la carga de refrigeración, *c*) el COP y *d*) la energía mínima de entrada al compresor para la misma carga de refrigeración.

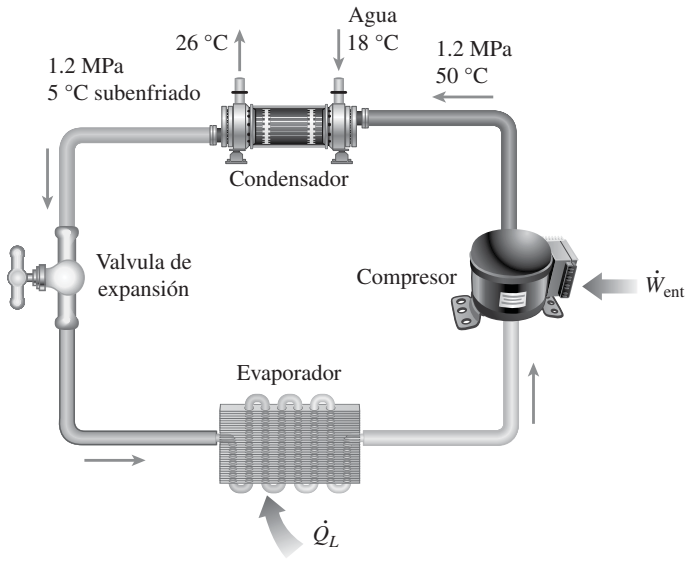


Figura P6-101

6-102 El desempeño de una bomba de calor se degrada (es decir, disminuye su COP) al disminuir la temperatura de la fuente de calor. Esto hace poco atractivo el uso de bombas de calor en ubicaciones con condiciones climatológicas severas. Considere una casa que se calienta y se mantiene a 20 °C mediante una bomba de calor durante el invierno. ¿Cuál es el COP máximo para esta bomba de calor si el calor se extrae del aire exterior a *a*) 10 °C, *b*) −5 °C y *c*) −30 °C?

6-103E Una bomba de calor se va a usar para calentar una casa en el invierno. La casa se debe mantener a 78 °F todo el tiempo. Cuando la temperatura exterior cae a 25 °F, las pérdidas de calor de la casa se estiman en 70 000 Btu/h. Determine la potencia mínima necesaria para accionar esta bomba de calor si el calor se extrae de *a*) el aire exterior a 25 °F y *b*) el agua del pozo a 50 °F.

6-104 Una bomba de calor de Carnot se usa para calentar una casa y mantenerla a 25 °C en invierno. Un día en que la temperatura exterior promedio permanece alrededor de 2 °C, se estima que la casa pierde calor a razón de 55 000 kJ/h. Si la bomba de calor consume 4.8 kW de potencia al operar, determine *a*) cuánto tiempo trabajó la bomba ese día; *b*) los costos totales de calentamiento, suponiendo un precio promedio de $0.11/kWh de electricidad, y *c*) el costo de calefacción para el mismo día si se usara un calentador eléctrico en vez de una bomba de calor.
Respuestas: a) 5.90 h; *b*) $3.11; *c*) $40.3

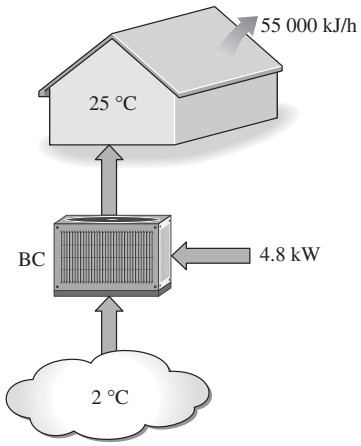


Figura P6-104

6-105 Una máquina térmica de Carnot recibe calor de un depósito a 900 °C a razón de 800 kJ/min, y rechaza el calor de desecho al aire ambiente a 27 °C. Toda la potencia producida por la máquina térmica se usa para accionar un refrigerador que quita calor del espacio refrigerado a −5 °C y lo

transfiere al mismo aire ambiente a 27 °C. Determine *a*) la tasa máxima de remoción de calor del espacio refrigerado y *b*) la tasa total de rechazo de calor al aire ambiente.
Respuestas: a) 4 982 kJ/min, *b*) 5 782 kJ/min

6-106E Una máquina térmica de Carnot recibe calor de un depósito a 1 700 °F a razón de 700 Btu/min, y rechaza el calor de desecho al aire ambiente a 80 °F. Toda la potencia producida por la máquina térmica se usa para accionar un refrigerador que quita calor del espacio refrigerado a 20 °F y lo transfiere al mismo aire ambiente a 80 °F. Determine *a*) la tasa máxima de remoción de calor del espacio refrigerado y *b*) la tasa total de rechazo de calor al aire ambiente.
Respuestas: a) 4 200 Btu/min; *b*) 4 900 Btu/min

6-107 La estructura de una casa es tal que pierde calor a razón de 3 800 kJ/h por °C de diferencia entre el interior y el exterior. Se usa una bomba de calor que necesita una entrada de potencia de 4 kW para mantener la casa a 24 °C. Determine la temperatura exterior más baja para la cual esta bomba puede satisfacer las necesidades de calefacción de esta casa.
Respuesta: −9.5 °C

6-108 Se usa un acondicionador de aire con refrigerante 134a como fluido de trabajo para mantener un cuarto a 23 °C rechazando el calor de desecho al aire exterior a 34 °C. El cuarto gana calor a través de las paredes y las ventanas a razón de 250 kJ/min, mientras que el calor generado por la computadora, la TV y las luces es de 900 W. El refrigerante entra al compresor a 400 kPa como vapor saturado a razón de 80 L/min y sale a 1 200 kPa y 70 °C. Determine *a*) el COP real, *b*) el COP máximo y *c*) el flujo volumétrico mínimo del refrigerante en la entrada del compresor para las mismas condiciones de entrada y salida del compresor.
Respuestas: a) 4.33, *b*) 26.9, *c*) 12.9 L/min

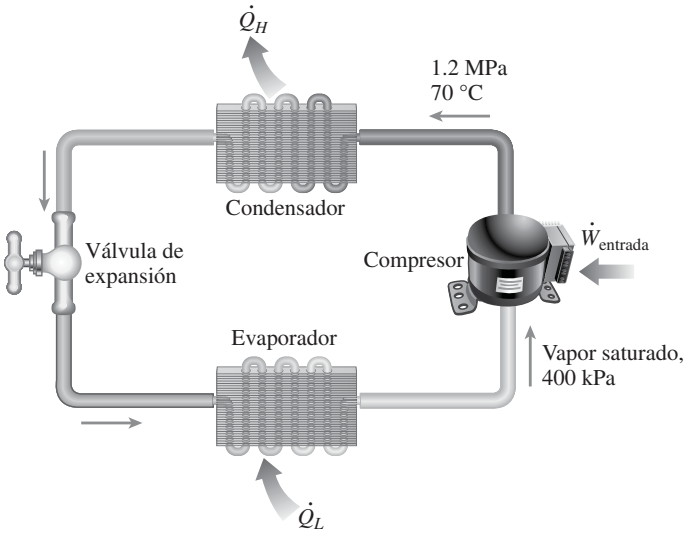


Figura P6-108

6-109 Deduzca una expresión para el COP de un refrigerador completamente reversible en términos de las temperaturas de los depósitos de energía térmica, T_L y T_H.

Tema de interés especial: refrigeradores domésticos

6-110C ¿Por qué los refrigeradores actuales son mucho más eficientes que los que se construían en el pasado?

6-111C Explique cómo puede usted reducir el consumo de energía del refrigerador de su casa.

6-112C ¿Por qué es importante limpiar los serpentines de enfriamiento de un refrigerador doméstico unas veces al año? También, ¿por qué es importante no bloquear el flujo de aire alrededor de los serpentines del condensador?

6-113C Alguien propone que el sistema de refrigeración de un supermercado se sobrediseñe, de modo que todas las necesidades de acondicionamiento de aire de la tienda se puedan satisfacer por aire refrigerado sin instalar un sistema de acondicionamiento de aire. ¿Qué piensa usted de esta propuesta?

6-114C Alguien propone que todas las necesidades de refrigeración y congelación de una tienda se satisfagan usando un gran congelador que suministre suficiente aire frío a −20 °C en vez de instalar refrigeradores y congeladores separados. ¿Qué piensa usted de esta propuesta?

6-115 La etiqueta de "Guía energética" de un refrigerador dice que el refrigerador consumirá electricidad con un costo de $170 por año con uso normal si el costo de electricidad es de $0.125/kWh. Si la electricidad que consume el foco de iluminación es despreciable y el refrigerador consume 400 W cuando trabaja, determine la fracción del tiempo durante la cual trabajará el refrigerador.

6-116 La iluminación interior de los refrigeradores normalmente se hace mediante lámparas incandescentes cuyos interruptores se actúan al abrir la puerta del refrigerador. Considere un refrigerador cuyo foco de 40 W permanece encendido aproximadamente 60 h por año. Se propone reemplazar el foco por otro más eficiente que consume sólo 18 W pero tiene un precio de adquisición e instalación de $25. Si el refrigerador tiene un coeficiente de desempeño de 1.3 y el costo de la electricidad es de 8 centavos de dólar por kWh, determine si los ahorros de energía por foco propuesto justifican su costo.

6-117 Comúnmente se recomienda dejar enfriar a temperatura ambiente los alimentos calientes antes de introducirlos al refrigerador, para ahorrar energía. A pesar de esta recomendación

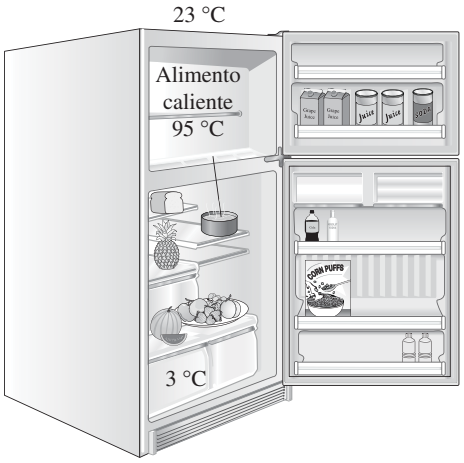


Figura P6-117

de sentido común, una persona sigue cocinando dos veces a la semana una gran cacerola de estofado y metiendo la cacerola al refrigerador cuando aún está caliente, pensando que el dinero ahorrado probablemente es muy poco. Pero dice que se puede convencer si usted le demuestra que el ahorro es significativo. La masa promedio de la cacerola y su contenido es de 5 kg. La temperatura promedio de la cocina es 23 °C, y la temperatura promedio del alimento es 95 °C cuando se quita de la estufa. El espacio refrigerado se mantiene a 3 °C, y el calor específico promedio del alimento y la cacerola se puede tomar como 3.9 kJ/kg · °C. Si el refrigerador tiene un coeficiente de desempeño de 1.5 y el costo de la electricidad es 10 centavos de dólar por kWh, determine cuánto ahorrará esta persona por año esperando que el alimento se enfríe a la temperatura ambiente antes de ponerlo en el refrigerador.

6-118 Con frecuencia se dice que la puerta del refrigerador se debe abrir tan pocas veces como sea posible, durante el tiempo más corto posible, para ahorrar energía. Considere un refrigerador doméstico cuyo volumen interior es 0.9 m^3, y la temperatura interior promedio es 4 °C. En cualquier tiempo dado, un tercio del espacio refrigerado está ocupado por alimentos, y el espacio restante de 0.6 m^3 está lleno de aire. La temperatura promedio y la presión promedio en la cocina son 20 °C y 95 kPa, respectivamente. Los contenidos de humedad en la cocina y el refrigerador son 0.010 y 0.004 kg/kg de aire, respectivamente, y por lo tanto 0.006 kg de vapor de agua se condensan y se retiran del aire por cada kilogramo de aire que entra. La puerta del refrigerador se abre un promedio de 20 veces al día, y cada vez se reemplaza la mitad del volumen de aire en el refrigerador por el aire más tibio de la cocina. Si el refrigerador tiene un coeficiente de desempeño de 1.4 y el costo de la electricidad es de $11.5 centavos por kWh, determine el costo de la energía que se desperdicia por año como resultado de abrir la puerta del refrigerador. ¿Cuál sería la respuesta de usted si el aire de la cocina fuera muy seco y se condensara una cantidad despreciable de vapor de agua en el refrigerador?

Problemas de repaso

6-119 Se utiliza un sistema de acondicionamiento de aire para mantener una casa a temperatura constante de 20 °C. La casa está ganando calor del exterior a razón de 20 000 kJ/h, y el calor generado dentro de la casa de la gente, luces y aparatos asciende a 8 000 kJ/h. Para un COP de 2.5, determine la energía requerida para este sistema de acondicionamiento de aire. *Respuesta:* 3.11 kW

6-120E Una bomba de calor de Carnot se utiliza para calentar y mantener un edificio residencial a 75 °F. Un análisis de la energía de la casa revela que pierde calor a razón de 2 500 Btu/h por diferencia térmica en °F entre el interior y el exterior. Para una temperatura en el interior de 35 °F, determine *a*) el coeficiente de desempeño y *b*) el consumo requerido de energía de la bomba de calor. *Respuestas: a*) 13.4, *b*) 2.93 hp

6-121 Una máquina térmica recibe calor de una fuente de calor a 1 200 °C, y rechaza calor a un disipador de calor a 50 °C. La máquina térmica realiza trabajo máximo igual a 500 kJ. Determine el calor suministrado a la máquina térmica por la fuente de calor, y el calor rechazado al disipador.

6-122E Una bomba de calor crea un efecto de calefacción de 32 000 Btu/h para un espacio que se mantiene a 530 R, utilizando 1.8 kW de potencia eléctrica. ¿Cuál es la temperatura mínima de la fuente que satisfaga la segunda ley de la termodinámica? *Respuesta:* 428 R

6-123E Un sistema de refrigeración utiliza un condensador enfriado con agua para rechazar el calor de desecho. El sistema absorbe calor de un espacio que está a 25 °F, a razón de 24 000 Btu/h. El agua entra al condensador a 65 °F a razón de 1.45 lbm/s. El COP del sistema se estima como 1.9. Determine *a*) la entrada de potencia al sistema, en kW, *b*) la temperatura del agua a la salida del condensador, en °F y *c*) el COP máximo posible del sistema. El calor específico del agua es 1.0 Btu/lbm · °F.

6-124 Una bomba de calor con un COP de 2.8 se usa para calentar una casa hermética al aire. Cuando trabaja, la bomba de calor consume 5 kW de potencia. Si la temperatura de la casa es de 7 °C cuando se enciende la bomba de calor, ¿cuánto tarda ésta en elevar la temperatura de la casa a 22 °C? ¿Es esta respuesta realista u optimista? Explique. Suponga que toda la masa dentro de la casa (aire, muebles, etc.) es equivalente a 1 500 kg de aire. *Respuesta:* 19.2 min

6-125 Un método prometedor de generación de potencia se basa en la captación y almacenamiento de energía solar en grandes lagos artificiales de unos pocos metros de profundidad, que se llaman estanques solares. La energía solar se absorbe por todas partes del estanque, y la temperatura del agua se eleva por todas partes. La parte superior del estanque, sin embargo, pierde hacia la atmósfera mucho del calor que absorbe y, como resultado, su temperatura cae. Esta agua fría sirve como aislamiento para el agua caliente en la parte inferior del estanque y ayuda a atrapar la energía en dicha parte inferior. Usualmente se coloca sal en el fondo del estanque para evitar que esta agua caliente suba a la superficie. Una planta de generación eléctrica que usa como fluido de trabajo un fluido orgánico, como alcohol, se puede operar entre la parte superior y la inferior del estanque. Si la temperatura del agua es de 35 °C cerca de la superficie y de 80 °C cerca del fondo del estanque, determine la eficiencia térmica máxima que puede tener esta planta de generación. ¿Es realista usar 35 y 80 °C para las temperaturas en el cálculo? Explique.
Respuesta: 12.7 por ciento

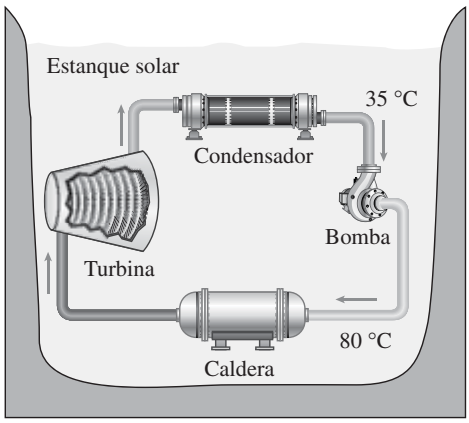


Figura P6-125

6-126 Considere un ciclo de refrigeración de Carnot que se ejecuta en un sistema cerrado en la región de saturación usando 0.96 kg de refrigerante 134a como fluido de trabajo. Se sabe que la temperatura absoluta máxima en el ciclo es 1.2 veces la temperatura absoluta mínima, y la entrada neta de trabajo al ciclo es 22 kJ. Si el refrigerante cambia de vapor saturado a líquido saturado durante el proceso de rechazo de calor, determine la presión mínima en el ciclo.

6-127 Reconsidere el problema 6-126. Utilizando el software EES (u otro), investigue el efecto de la entrada de trabajo neto en la presión mínima. Suponga que la entrada de trabajo varía de 10 a 30 kJ. Grafique la presión mínima en el ciclo de refrigeración como función de la entrada neta de trabajo, y explique los resultados.

6-128 Considere dos máquinas térmicas de Carnot operando en serie. La primera máquina recibe calor del depósito a 1 400 K y rechaza el calor de desecho a otro depósito a la temperatura T. La segunda máquina recibe esta energía rechazada por la primera, convierte algo de ella a trabajo y rechaza el resto a un depósito a 300 K. Si las eficiencias térmicas de ambas máquinas son iguales, determine la temperatura T.
Respuesta: 648 K

6-129 Una máquina térmica de Carnot recibe calor a 900 K y rechaza el calor de desecho al ambiente a 300 K. La potencia desarrollada por la máquina térmica se usa para accionar un refrigerador de Carnot que quita calor del espacio enfriado a −15 °C a razón de 250 kJ/min, y lo rechaza al mismo ambiente a 300 K. Determine *a*) la tasa de suministro de calor a la máquina térmica y *b*) la tasa total de rechazo de calor al ambiente.

6-130 Reconsidere el problema 6-129. Usando el software EES (u otro), investigue los efectos de la temperatura de la fuente de la máquina térmica y la temperatura del espacio enfriado sobre el calor que se necesita suministrar a la máquina térmica y sobre la tasa total de rechazo de calor al ambiente. Suponga que la temperatura de la fuente varía de 500 a 1 000 K, la temperatura del ambiente varía de 275 a 325 K, y la temperatura del espacio enfriado varía de −20 a 0 °C. Grafique el suministro necesario de calor contra la temperatura de la fuente para la temperatura del espacio enfriado de −15 °C y temperaturas del ambiente de 275, 300 y 325 K, y explique los resultados.

6-131 Una máquina térmica opera entre dos depósitos a 800 y 20 °C. La mitad de la potencia desarrollada por la máquina térmica se usa para acccionar una bomba de calor de Carnot que quita calor del entorno frío a 2 °C y lo transfiere a una casa que se mantiene a 22 °C. Si la casa pierde calor a razón de 62 000 kJ/h, determine la tasa mínima de suministro de calor a la máquina térmica necesaria para mantener la casa a 22 °C.

6-132E Un inventor afirma haber desarrollado un refrigerador que mantiene el espacio refrigerado a 40 °F operando en un cuarto en el que la temperatura es de 85 °F, y que tiene un COP de 13.5. ¿Esta afirmación es razonable?

6-133 Una antigua turbina de gas tiene una eficiencia de 21 por ciento y desarrolla una potencia de 6 000 kW. Determine la razón de consumo de combustible de esta turbina de gas, en L/min, si el combustible tiene un valor de calentamiento de 42 000 kJ/kg y una densidad de 0.8 g/cm^3.

6-134 El COP de un refrigerador disminuye conforme la temperatura del espacio refrigerado disminuye. Es decir, extraer el calor de un medio a una temperatura muy baja requerirá una gran cantidad de trabajo. Determine el trabajo requerido para extraer 1 kJ de calor del helio líquido a 3 K cuando la temperatura exterior es de 300 K. *Respuesta:* 99 kJ

6-135 Considere un ciclo de bomba de calor de Carnot que se ejecuta en sistema de flujo constante en la región de saturación usando refrigerante 134a con un flujo de 0.22 kg/s como fluido de trabajo. Se sabe que la temperatura máxima absoluta en el ciclo es 1.2 veces la temperatura mínima absoluta, y la potencia neta consumida en el ciclo es 5 kW. Si el refrigerante cambia de vapor saturado a líquido saturado durante el proceso de rechazo de calor, determine la relación de las presiones máxima a mínima en el ciclo.

6-136 Cambiar las lámparas incandescentes con lámparas fluorescentes energéticamente eficientes puede reducir el consumo de energía de iluminación a la cuarta parte de la que era antes. La energía consumida por las lámparas se convierte finalmente en calor y, por lo tanto, al cambiar a iluminación energéticamente eficiente también reduce la carga de enfriamiento en el verano, pero aumenta la carga de calefacción en invierno. Considere un edificio que recibe calefacción de un horno de gas natural con una eficiencia de 80 por ciento, y se enfría mediante un acondicionador de aire con un COP de 3.5. Si la electricidad cuesta $0.12/kWh y el gas natural cuesta $1.40/termia (1 termia = 105 500 kJ), determine si la iluminación eficiente aumentará o disminuirá el costo total de energía del edificio *a*) en verano; *b*) en invierno.

6-137 Una bomba de calor suministra calor a una casa a razón de 140 000 kJ/h cuando la casa se mantiene a 25 °C. Durante un periodo de un mes, la bomba de calor opera durante 100 horas para transferir energía de una fuente térmica fuera de la casa al interior de la casa. Considere una bomba de calor que recibe calor de dos fuentes diferentes exteriores de energía. En una aplicación, la bomba de calor recibe calor del aire exterior a 0 °C. En una segunda aplicación, la bomba de calor recibe calor de un lago que tiene una temperatura de agua de 10 °C. Si la electricidad cuesta $0.105/kWh, determine la cantidad máxima de dinero que se ahorra por usar el agua de lago en vez del aire exterior como fuente de calor.

6-138 El espacio vacío de carga de un camión refrigerado, cuyas dimensiones internas son 12 m × 2.3 m × 3.5 m, se va a preenfriar de 25 °C a una temperatura promedio

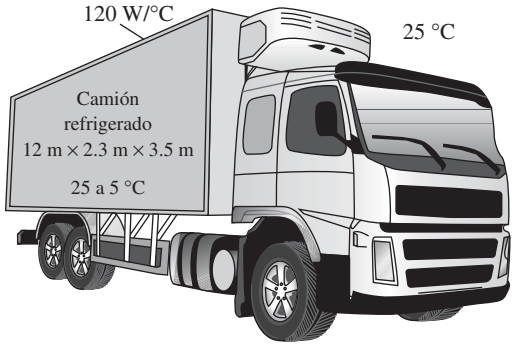


Figura P6-138

de 5 °C. La construcción del camión es tal que hay una transmisión de ganancia de calor a razón de 120 W/°C. Si la temperatura ambiente es de 25 °C, determine cuánto tardará un sistema con una capacidad de refrigeración de 11 kW en preenfriar este camión.

6-139 El caudal máximo de un cabezal de ducha estándar es de aproximadamente 3.5 gpm (13.3 L/min) y puede reducirse a 2.75 gpm (10.5 L/min) reemplazándolo por un cabezal de flujo bajo, equipado con controladores de flujo. Considere una familia de cuatro en la que cada persona toma un baño de 6 minutos todas las mañanas. El agua de la ciudad a 15 °C es calentada a 55 °C en un calentador de agua por aceite cuya eficiencia es de 65 por ciento. Esta agua después se templa a 42 °C con agua fría en el codo T de la regadera antes de desembocar en el cabezal de la ducha. El precio del aceite térmico es de $2.80/gal y su valor térmico es de 146 300 kJ/gal. Si se considera un calor específico constante de 4.18 kJ/kg · °C para el agua, determine la cantidad de aceite y dinero que se ahorraría al año al reemplazar los cabezales de ducha estándar por unos de bajo flujo.

6-140 Mediante el software EES (u otro) determine el trabajo máximo que se puede extraer de un estanque que contiene 10^5 kg de agua a 350 K cuando la temperatura de los alrededores es de 300 K. Observe que la temperatura del agua en el estanque disminuirá gradualmente a medida que se extraiga su contenido de agua; por lo tanto, la eficiencia del motor disminuirá. Utilice intervalos de temperatura de *a*) 5 K, *b*) 2 K y *c*) 1 K hasta que la temperatura del estanque descienda a 300 K. También resuelva este problema exactamente por integración y compare los resultados.

6-141 Un sistema de refrigeración debe enfriar barras de pan con una masa promedio de 350 g de 30 a −10 °C a razón de 1 200 barras por hora mediante aire refrigerado a −30 °C. Tomando los calores específico y latente promedio del pan como 2.93 kJ/kg · °C y 109.3 kJ/kg, respectivamente, determine *a*) la tasa de remoción de calor de los panes, en kJ/h; *b*) el flujo volumétrico de aire necesario, en m^3/h, si la elevación de temperatura del aire no ha de exceder 8 °C, y *c*) el tamaño del compresor del sistema de refrigeración, en kW, para un COP de 1.2 del sistema de refrigeración.

6-142 Las necesidades de agua potable de una planta de producción con 20 empleados se deben satisfacer mediante una fuente de agua de tipo burbujeo. La fuente de agua refrigerada debe enfriar el agua de 22 a 8 °C y suministrar agua fría a razón de 0.4 L por hora por persona. El calor se transfiere al depósito del entorno a 25 °C a razón de 45 W. Si el COP del sistema de refrigeración es 2.9, determine el tamaño del compresor, en W, que será adecuado para el sistema de refrigeración de este enfriador de agua.

6-143 Un calentador eléctrico de agua típico tiene una eficiencia de 95 por ciento y su operación cuesta $350 por año, a un costo unitario de electricidad de $0.11/kWh. Un típico calentador de agua impulsado por bomba de calor tiene un COP de 3.3, pero su instalación cuesta alrededor de $800 más. Determine en cuántos años pagará el calentador de agua impulsado por bomba de calor su instalación por la energía que ahorra.

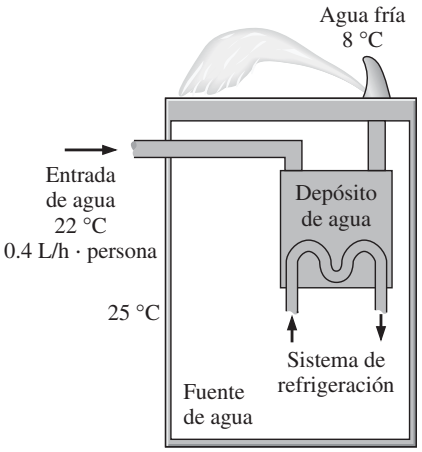


Figura P6-142

Calentador de agua

© McGraw-Hill Education/Christopher Kerrigan

Figura P6-143

6-144 Reconsidere el problema 6-143. Usando software EES (u otro), investigue el efecto del COP de la bomba de calor en los costos anuales de operación y en el número de años necesarios para salir a mano. Suponga que el COP varía entre 2 y 5. Grafique el periodo de recuperación contra el COP y explique los resultados.

6-145 Un propietario de casa trata de decidir entre un horno de gas natural de alta eficiencia de 97 por ciento y una bomba de calor con un COP de 3.5 que extrae calor del suelo. Los costos unitarios de la electricidad y el gas natural son $0.115/kWh y $1.42/termia, respectivamente (1 termia = 105 500 kJ). Determine cuál sistema tendrá un costo menor de consumo de energía.

6-146 La etiqueta "Guía de consumo energético" en una lavadora de ropa indica que la lavadora utilizará $85 al año

agua en caliente si el agua es calentada por un calentador de agua eléctrico a una tarifa de electricidad de $0.113/kWh. Si el agua es calentada de 12 a 55 °C, determine cuántos litros de agua caliente utiliza una familia promedio a la semana. Ignore la electricidad consumida por la lavadora y suponga que la eficiencia del calentador de agua eléctrico es de 91 por ciento.

6-147 Los ventiladores de la cocina, del baño y otros en una casa se deben usar moderadamente, ya que estos ventiladores pueden descargar, en sólo una hora, el aire enfriado o calentado de la casa equivalente al volumen de esta casa. Considere una casa de 200 m^2 cuya altura de techo es de 2.8 m. La casa está calentada por un calefactor de gas de 96 por ciento de eficiencia, y se mantiene a 22 °C y 92 kPa. Si el costo unitario del gas natural es $1.20/termia (1 termia = 105 500 kJ), determine el costo de energía "tirada por los ventiladores" en 1 h. Suponga que la temperatura exterior promedio durante la estación de calefacción es 5 °C.

6-148 Repita el problema 6-147 para el costo de acondicionamiento de aire en clima seco para una temperatura exterior de 33 °C. Suponga que el COP del sistema de acondicionamiento de aire es 2.1, y el costo unitario de electricidad es de $0.12/kWh.

6-149 Una bomba de calor con refrigerante 134a como fluido de trabajo se usa para mantener un espacio a 25 °C absorbiendo calor de agua geotérmica que entra al evaporador a 60 °C a razón de 0.065 kg/s y sale a 40 °C. El refrigerante entra al evaporador a 12 °C con una calidad de 15 por ciento y sale a la misma presión como vapor saturado. Si el compresor consume 1.6 kW de potencia, determine *a*) el flujo másico del refrigerante, *b*) la tasa de suministro de calor, *c*) el COP y *d*) el consumo mínimo de potencia por el compresor para la misma tasa de suministro de calor.

Respuestas: a) 0.0338 kg/s, *b*) 7.04 kW, *c*) 4.40, *d*) 0.740 kW

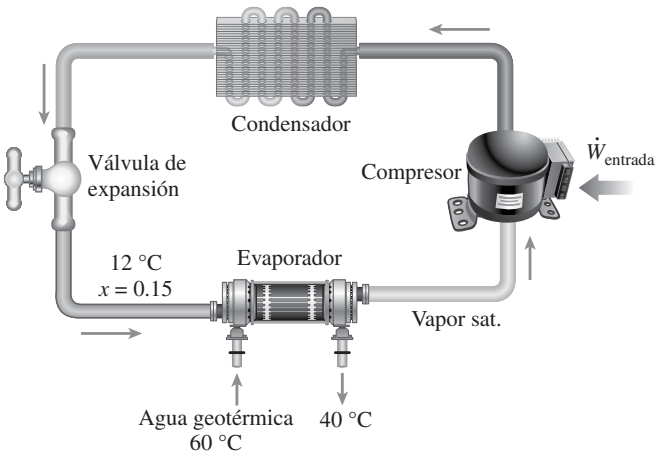


Figura P6-149

6-150 Agua fría a 10 °C entra a un calentador de agua a razón de 0.02 m^3/min, y sale del calentador a 50 °C. El calentador recibe calor de una bomba de calor que extrae calor de una fuente de calor a 0 °C.

a) Suponiendo que el agua es un líquido incompresible que no cambia de fase durante la adición de calor, determine la tasa de suministro de calor al agua, en kJ/s.

b) Suponiendo que el calentador de agua actúa como sumidero térmico con una temperatura promedio de 30 °C, determine la potencia mínima suministrada a la bomba de calor, en kW.

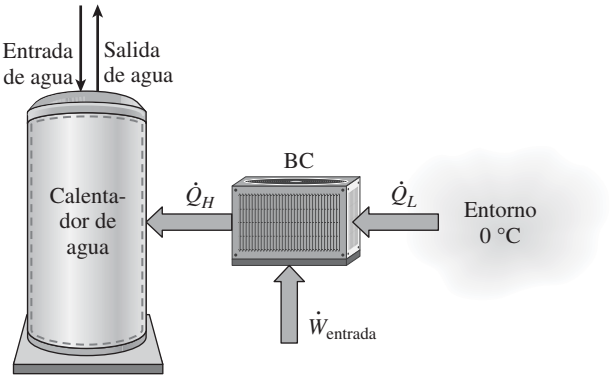


Figura P6-150

6-151 Una bomba de calor recibe calor de un lago que tiene una temperatura promedio de invierno de 6 °C y suministra calor a una casa que tiene una temperatura promedio de 23 °C.

a) Si la casa pierde calor a la atmósfera a razón de 52 000 kJ/h, determine la potencia mínima suministrada a la bomba de calor, en kW.

b) Se usa un intercambiador de calor para transferir la energía del agua del lago al fluido de trabajo de la bomba de calor. Si la temperatura del agua del lago disminuye en 5 °C al fluir a través de los ductos del intercambiador de calor, determine el flujo másico mínimo de agua del lago, en kg/s. Desprecie el efecto del bombeo de agua del lago.

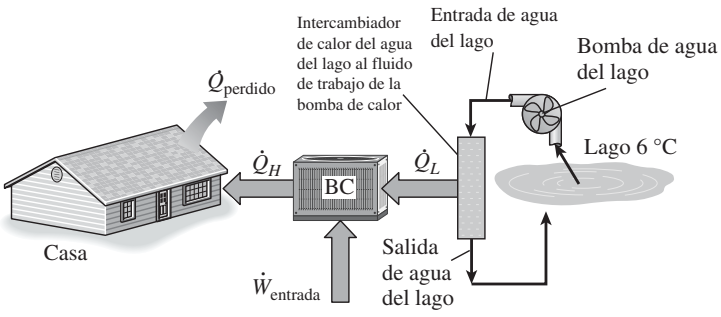


Figura P6-151

6-152 Pruebe que el COP de todos los refrigeradores completamente reversibles debe ser el mismo cuando las temperaturas de los depósitos son las mismas.

6-153 Una máquina térmica de Carnot opera entre una fuente a T_H y un sumidero a T_L. Si se desea duplicar la eficiencia térmica de esta máquina, ¿cuál debe ser la nueva temperatura de la fuente? Suponga que la temperatura del sumidero se mantiene constante.

6-154 Al explicar máquinas de Carnot, se supone que la máquina está en equilibrio térmico con la fuente y el sumidero durante los procesos de adición y rechazo de calor, respectivamente. Es decir, se supone que $T_H^* = T_H$ y $T_L^* = T_L$, de modo que no hay irreversibilidad externa. En ese caso, la eficiencia térmica de la máquina de Carnot es $\eta_C = 1 - T_L/T_H$.

En realidad, sin embargo, se debe mantener una diferencia razonable de temperaturas entre los dos medios involucrados en transferencia de calor con objeto de tener una tasa aceptable de transferencia de calor a través de un área finita de superficie de intercambiador de calor. Las tasas de transferencia de calor en este caso se pueden expresar como

$$\dot{Q}_H = (hA)_H(T_H - T_H^*)$$

$$\dot{Q}_L = (hA)_L(T_L^* - T_L)$$

donde h y A son el coeficiente de transferencia de calor y el área de superficie de transferencia de calor, respectivamente. Cuando se fijan los valores de h, A, T_H y T_L, demuestre que la producción de potencia será máxima cuando

$$\frac{T_L^*}{T_H^*} = \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^{1/2}$$

También demuestre que la producción neta de potencia máxima en este caso es

$$\dot{W}_{C,\text{máx}} = \frac{(hA)_H T_H}{1 + (hA)_H/(hA)_L}\left[1 - \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^{1/2}\right]^2$$

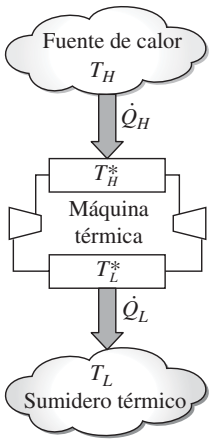


Figura P6-154

6-155 Demuestre que $\text{COP}_{\text{HP}} = \text{COP}_{\text{R}} + 1$ cuando ambas bombas de calor y el refrigerador tienen los mismos valores Q_L y Q_H.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

6-156 Una casa de 200 m^2 y 2.4 m de altura se mantiene a 22 °C mediante un sistema de acondicionamiento de aire cuyo COP es 3.2. Se estima que los ventiladores de la cocina, el baño y otros ventiladores de la casa descargan todo el aire acondicionado de la casa una vez cada hora. Si la temperatura exterior promedio es 32 °C, la densidad del aire es 1.20 kg/m^3, y el costo unitario de electricidad es \$0.10/kWh, la cantidad de dinero "arrojada al aire" por los ventiladores en 10 horas es

a) \$0.50 *b*) \$1.60 *c*) \$5.00
d) \$11.00 *e*) \$16.00

6-157 Las necesidades de agua potable de una oficina se cumplen enfriando agua de la llave en una fuente de agua refrigerada de 23 a 6 °C a un flujo promedio de 10 kg/h. Si el COP de este refrigerador es 3.1, el consumo de potencia necesaria para este refrigerador es

a) 197 W *b*) 612 W *c*) 64 W
d) 109 W *e*) 403 W

6-158 La etiqueta de una lavadora indica que la lavadora usará agua caliente por un valor de \$85 por año si el agua se calienta por un calentador eléctrico con eficiencia de 90 por ciento, a una tarifa eléctrica de \$0.09/kWh. Si el agua se calienta de 18 a 45 °C, la cantidad de agua caliente que usa una familia promedio por año es

a) 11.6 toneladas *b*) 15.8 toneladas *c*) 27.1 toneladas
d) 30.1 toneladas *e*) 33.5 toneladas

6-159 Una bomba de calor absorbe calor del exterior frío a 5 °C y suministra calor a una casa a 25 °C a razón de 18 000 kJ/h. Si la potencia consumida por la bomba de calor es 1.9 kW, su coeficiente de desempeño es

a) 1.3 *b*) 2.6 *c*) 3.0
d) 3.8 *e*) 13.9

6-160 Un ciclo de máquina térmica se ejecuta con vapor de agua en el domo de saturación. La presión del vapor es 1 MPa durante la adición de calor, y 0.4 MPa durante el rechazo de calor. La eficiencia más alta posible de esta máquina térmica es

a) 8.0% *b*) 15.6% *c*) 20.2%
d) 79.8% *e*) 100%

6-161 Una máquina térmica recibe calor de una fuente a 1 000 °C y rechaza el calor de desecho a un sumidero a 50 °C. Si se suministra calor a esta máquina a razón de 100 kJ/s, la potencia máxima que puede producir esta máquina es

a) 25.4 kW *b*) 55.4 kW *c*) 74.6 kW
d) 95.0 kW *e*) 100 kW

6-162 Un ciclo de máquina térmica se ejecuta con R-134a bajo el domo de saturación entre los límites de presión de 1.4 y 0.16 MPa. El coeficiente máximo de desempeño de esta bomba de calor es

a) 1.1 *b*) 3.8 *c*) 4.8
d) 5.3 *e*) 2.9

6-163 Un ciclo de refrigeración se ejecuta con R-134a bajo el domo de saturación entre los límites de presión de 1.6 y 0.2 MPa. Si el consumo de potencia del refrigerador es de 3 kW, la tasa máxima de remoción de calor del espacio enfriado de este refrigerador es

a) 0.45 kJ/s *b*) 0.78 kJ/s *c*) 3.0 kJ/s
d) 11.6 kJ/s *e*) 14.6 kJ/s

6-164 Una bomba de calor con un COP de 3.2 se usa para calentar una casa perfectamente sellada (sin fugas de aire). La masa total dentro de la casa (aire, muebles, etc.) es equivalente a 1 200 kg de aire. En operación, la bomba de calor consume potencia eléctrica a razón de 5 kW. La temperatura de la casa era de 7 °C cuando se puso a funcionar la bomba de calor. Si la transferencia a través de la envolvente de la casa (paredes, techo, etc.) es despreciable, el intervalo de tiempo durante el cual debe funcionar la bomba de calor para elevar la temperatura del contenido total de la casa a 22 °C es

a) 13.5 min *b*) 43.1 min *c*) 138 min
d) 18.8 min *e*) 808 min

6-165 Un ciclo de máquina térmica se ejecuta con vapor de agua en el domo de saturación entre los límites de presión de 7 y 2 MPa. Si se suministra calor a la máquina térmica a razón de 150 kJ/s, la potencia máxima desarrollada por esta máquina térmica es

a) 8.1 kW *b*) 19.7 kW *c*) 38.6 kW
d) 107 kW *e*) 130 kW

6-166 Un sistema de acondicionamiento de aire que opera en el ciclo inverso de Carnot debe quitar calor de la casa a razón de 32 kJ/s para mantener su temperatura constante a 20 °C. Si la temperatura exterior es de 35 °C, la potencia necesaria para operar este sistema de aire acondicionado es

a) 0.58 kW *b*) 3.20 kW *c*) 1.56 kW
d) 2.26 kW *e*) 1.64 kW

6-167 Un refrigerador quita calor de un medio frío a 3 °C a razón de 7 200 kJ/h, y rechaza el calor de desecho a un medio a 30 °C. Si el coeficiente de desempeño del refrigerador es 2, la potencia que consume el refrigerador es

a) 0.1 kW *b*) 0.5 kW *c*) 1.0 kW
d) 2.0 kW *e*) 5.0 kW

6-168 Dos máquinas térmicas de Carnot operan en serie de modo que el sumidero térmico de la primera máquina sirve como fuente de calor para la segunda. Si la temperatura de la fuente de la primera máquina es de 1 300 K y la temperatura del sumidero de la segunda máquina es de 300 K, y las eficiencias térmicas de ambas máquinas son iguales, la temperatura del depósito intermedio es

a) 625 K *b*) 800 K *c*) 860 K
d) 453 K *e*) 758 K

6-169 Considere un refrigerador de Carnot y una bomba de calor de Carnot operando entre los mismos dos depósitos de energía térmica. Si el COP del refrigerador es 3.4, el COP de la bomba de calor es

a) 1.7 *b*) 2.4 *c*) 3.4
d) 4.4 *e*) 5.0

6-170 Un refrigerador doméstico nuevo típico consume alrededor de 680 kWh de electricidad por año y tiene un coeficiente de desempeño de 1.4. La cantidad de calor que quita este refrigerador del espacio refrigerado por año es

a) 952 MJ/año *b*) 1 749 MJ/año *c*) 2 448 MJ/año
d) 3 427 MJ/año *e*) 4 048 MJ/año

6-171 Un acondicionador de aire de ventana que consume 1 kW de electricidad cuando opera y tiene un coeficiente de desempeño de 3, se coloca en medio de un cuarto, y se conecta a la corriente. La tasa de enfriamiento o calefacción que dará este acondicionador de aire al aire en el cuarto cuando opera es

a) 3 kJ/s, enfriamiento *b*) 1 kJ/s, enfriamiento
c) 0.33 kJ/s, calefacción *d*) 1 kJ/s, calefacción
e) 3 kJ/s, calefacción

Problemas de diseño y pruebas

6-172 Diseñe una máquina térmica de Carnot que utilice componentes de flujo constante y describa cómo se ejecuta el ciclo de Carnot en esa máquina. ¿Qué sucede cuando las direcciones de las interacciones de trabajo y calor están invertidas?

6-173 ¿Cuándo fue concebido el concepto de bomba de calor y por quién? ¿Cuándo se construyó la primera bomba de calor y cuándo fueron producidas en masa las primeras bombas de calor?

6-174 El Sol suministra energía electromagnética a la Tierra. Parece tener una temperatura efectiva de aproximadamente 5 800 K. En un día despejado de verano en América del Norte, la energía incidente en una superficie de cara al Sol es de aproximadamente 0.95 kW/m^2. La energía solar electromagnética se puede convertir en energía térmica al absorberse en una superficie oscurecida. ¿Cómo podría usted caracterizar el potencial de trabajo de la energía solar cuando se va a usar para producir trabajo?

6-175 Con la investigación para reducir la contaminación térmica y aprovechar las fuentes renovables de energía, algunas personas han propuesto que aprovechemos fuentes tales como las descargas de las plantas de energía eléctrica, la energía geotérmica y la energía térmica de los océanos. Aunque muchas de estas fuentes contienen una enorme cantidad de energía, la cantidad de trabajo que son capaces de producir es limitada. ¿Cómo podría usted utilizar el potencial de trabajo para asignar una "calidad de energía" a estas fuentes propuestas? Pruebe su medida propuesta de "calidad de energía" aplicándola a la fuente térmica oceánica, donde la temperatura a 30 m debajo de la superficie es quizá 5 °C menor que en la superficie. Aplíquela también a la fuente de agua geotérmica, donde la temperatura a 2 a 3 km debajo de la superficie es quizá 150 °C más alta que en la superficie.

6-176 Con ayuda de un termómetro, mida la temperatura del principal compartimento de comida de su refrigerador, y verifique si está entre 1 y 4 °C. También mida la temperatura del compartimento del congelador, y verifique si está al valor recomendado de −18 °C.

6-177 Usando un cronómetro (o reloj) y un termómetro, lleve a cabo el siguiente experimento para determinar la tasa de ganancia de calor de su refrigerador. Primero, asegúrese de que la puerta del refrigerador no se abra durante al menos unas pocas horas, de modo que se establezcan condiciones estacionarias de operación. Ponga en marcha el cronómetro

cuando el refrigerador deje de funcionar, y mida el tiempo Δt_1 durante el cual permanece apagado antes de volver a arrancar. Luego mida el tiempo Δt_2 durante el cual permanece funcionando. Observe que el calor que se quita durante Δt_2 es igual a la ganancia de calor del refrigerador durante $\Delta t_1 + \Delta t_2$, y usando la potencia consumida por el refrigerador cuando está funcionando, determine la tasa promedio de ganancia de calor para su refrigerador, en W. Tome el COP (coeficiente de desempeño) de su refrigerador como 1.3, si no está disponible.

6-178 Diseñe una unidad de hidroenfriamiento que pueda enfriar frutas y vegetales de 30 a 5 °C a razón de 20 000 kg/h bajo las siguientes condiciones:

La unidad será del tipo inundado, que enfriará los productos cuando se transportan en el canal lleno de agua. Los productos se dejarán caer en el canal lleno de agua en un extremo y se recogerán en el otro extremo. El canal puede tener una anchura hasta de 3 m y una altura hasta de 90 cm. El agua se circulará y se enfriará por la sección de evaporador de un sistema de refrigeración. La temperatura del refrigerante dentro de los serpentines será −2 °C, y la temperatura del agua no ha de caer debajo de 1 °C y no ha de exceder 6 °C.

Suponiendo valores razonables para la densidad promedio, el calor específico y la porosidad del producto (la fracción del volumen de aire en una caja), recomiende valores razonables para *a*) la velocidad del agua por el canal y *b*) la capacidad de refrigeración del sistema de refrigeración.

CAPÍTULO

7

Entropía

En el capítulo 6 se introdujo al estudio de la segunda ley de la termodinámica y sus aplicaciones en ciclos y dispositivos cíclicos. En este capítulo se verán aplicaciones de la segunda ley a procesos. La primera ley de la termodinámica trata con la propiedad *energía* y la conservación de ella; mientras que la segunda define una nueva propiedad llamada *entropía*, la cual es hasta cierto punto abstracta y difícil de describir físicamente sin considerar el estado microscópico del sistema. La entropía se entiende y aprecia mejor estudiando los usos que normalmente se encuentran en los procesos de ingeniería, lo cual se hará a lo largo de este capítulo.

El capítulo empieza con una exposición acerca de la desigualdad de Clausius, un concepto fundamental para definir entropía, y continúa con el principio de incremento de entropía. A diferencia de la energía, la entropía es una propiedad que no se conserva, por lo tanto, la *conservación de entropía* no existe. Luego se exponen y examinan los cambios de entropía durante los procesos para las sustancias puras, las incompresibles, los gases ideales y se examina una clase especial de procesos idealizados llamados *isentrópicos*. Después se estudia el trabajo de flujo estacionario reversible y las eficiencias isentrópicas de varios dispositivos de ingeniería como turbinas y compresores. Finalmente, el balance de entropía se introduce y aplica a varios sistemas.

OBJETIVOS

En el capítulo 7, los objetivos son:

- Aplicar la segunda ley de la termodinámica a los procesos.
- Definir una nueva propiedad llamada *entropía* para cuantificar los efectos de la segunda ley.
- Establecer el *principio de incremento de entropía*.
- Calcular los cambios de entropía que tienen lugar durante los procesos para las sustancias puras, las incompresibles y los gases ideales.
- Examinar una clase especial de procesos idealizados, llamados *isentrópicos*, y desarrollar las relaciones de propiedades en éstos.
- Derivar las relaciones de trabajo de flujo estacionario reversible.
- Desarrollar las eficiencias isentrópicas para varios dispositivos de flujo estacionario.
- Introducir y aplicar el balance de entropía a varios sistemas.

7-1 ▪ Entropía

La segunda ley de la termodinámica conduce frecuentemente a expresiones que involucran desigualdades. Por ejemplo, una máquina térmica irreversible (es decir, real) es menos eficaz que otra reversible que opera entre los mismos dos depósitos de energía térmica. Igualmente, un refrigerador irreversible o una bomba de calor tiene un coeficiente de desempeño (COP) menor que otro reversible que funciona entre los mismos límites de temperatura. Otra desigualdad importante que tiene mayores consecuencias en la termodinámica es la **desigualdad de Clausius**, establecida por primera vez por el físico alemán R. J. E. Clausius (1822-1888), uno de los fundadores de la termodinámica. Este concepto se expresó en 1865 como

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

Es decir, *la integral cíclica* de $\delta Q/T$ *siempre es menor o igual a cero*. Esta desigualdad es válida durante todos los ciclos, tanto reversibles como irreversibles. El símbolo $\oint$ (símbolo de integral con un círculo en medio) se usa para indicar que la integración será realizada durante el ciclo entero. Cualquier transferencia de calor hacia o desde un sistema consiste en cantidades diferenciales de transferencia de calor. Entonces la integral cíclica de $\delta Q/T$ puede considerarse como la suma de todas estas cantidades diferenciales de transferencia de calor dividida entre la temperatura en la frontera.

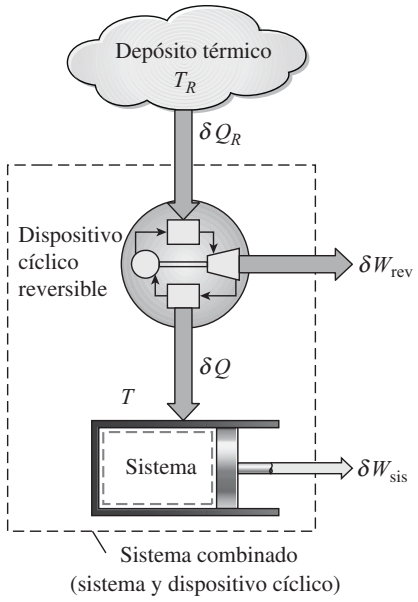


Figura 7-1
El sistema considerado en el desarrollo de la desigualdad de Clausius.

Para demostrar la validez de la desigualdad de Clausius, considere un sistema conectado a un depósito de energía térmica con una temperatura termodinámica constante (es decir, absoluta) T_R a través de un dispositivo cíclico *reversible* (Fig. 7-1). El dispositivo cíclico recibe calor δQ_R del depósito y suministra calor δQ al sistema cuya temperatura en esa parte de la frontera es T (una variable) mientras produce trabajo δW_{rev}. El sistema produce trabajo δW_{sis} como resultado de esta transferencia de calor. Si se aplica el balance de energía al sistema combinado identificado por las líneas punteadas, se obtiene

$$\delta W_C = \delta Q_R - dE_C$$

donde δW_C es el trabajo total del sistema combinado ($\delta W_{rev} + \delta W_{sis}$) y dE_C es el cambio en la energía total del sistema combinado. Considerando que el dispositivo cíclico es *reversible*, tenemos

$$\frac{\delta Q_R}{T_R} = \frac{\delta Q}{T}$$

donde el signo de δQ es determinado respecto al sistema (positivo si es *hacia* el sistema y negativo si es *desde* el sistema), y el signo de δQ_R es determinado respecto al dispositivo cíclico reversible. Al eliminar δQ_R de las dos relaciones anteriores se obtiene

$$\delta W_C = T_R \frac{\delta Q}{T} - dE_C$$

Ahora, si el sistema experimenta un ciclo mientras el dispositivo cíclico experimenta un número entero de ciclos, entonces la relación precedente se vuelve

$$W_C = T_R \oint \frac{\delta Q}{T}$$

puesto que la integral cíclica de energía (el cambio neto durante un ciclo en la energía la cual es una propiedad) es cero. Aquí W_C es la integral cíclica de δW_C, y representa el trabajo neto durante el ciclo combinado.

Al parecer, el sistema combinado intercambia calor solamente con un depósito de energía térmica mientras involucra (produciendo o consumiendo) trabajo W_C durante un ciclo. Con base en el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley, la cual establece que *ningún sistema puede producir una cantidad neta de trabajo mientras opera en un ciclo e intercambia calor con un solo depósito de energía térmica*, se concluye que W_C no puede ser un trabajo de salida y por lo tanto no puede ser una cantidad positiva. Considerando que T_R es la temperatura termodinámica y en consecuencia una cantidad positiva, se tiene

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \tag{7-1}$$

que es la *desigualdad de Clausius*, la cual es válida para todos los ciclos termodinámicos, reversibles, irreversibles e incluso los de refrigeración.

Si ninguna irreversibilidad ocurre tanto dentro del sistema como en el dispositivo cíclico reversible, entonces el ciclo experimentado por el sistema combinado es internamente reversible y como tal, puede invertirse. Para un ciclo inverso, todas las cantidades tienen la misma magnitud pero signo opuesto, por consiguiente, el trabajo W_C, que no podría ser una cantidad positiva en el caso ordinario, no puede ser una cantidad negativa en el caso inverso. Entonces, $W_{C,\text{int rev}} = 0$ puesto que no puede ser una cantidad positiva o negativa, así

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int rev}} = 0 \tag{7-2}$$

para ciclos internamente reversibles. De ahí se concluye que *la igualdad en la desigualdad de Clausius se cumple para ciclos reversibles total o sólo internamente reversibles, mientras que la desigualdad se mantiene para los irreversibles.*

Con la finalidad de desarrollar una relación para la definición de entropía, examinemos más profundamente la ecuación 7-2, en la cual se tiene una cantidad cuya integral cíclica es cero. Pensemos por un momento qué tipo de cantidades pueden tener esta característica; se sabe que la integral cíclica de *trabajo* no es cero. (Es bueno que así sea, ya que de otro modo, las máquinas térmicas que trabajan en un ciclo, como las centrales termoeléctricas, producirían trabajo neto igual a cero.) Tampoco lo es la integral cíclica de calor.

Considere el volumen ocupado por un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo que experimenta un ciclo, como se muestra en la figura 7-2. Cuando el émbolo vuelve a su posición inicial al final del ciclo, el volumen del gas también vuelve a su valor inicial, de manera que el cambio neto en el volumen durante un ciclo es cero, lo cual se expresa como

$$\oint dV = 0 \tag{7-3}$$

Es decir, la integral cíclica de volumen (o de cualquier otra propiedad) es cero. Asimismo, una cantidad cuya integral cíclica es cero depende sólo del *estado* y no de la trayectoria del proceso, por lo tanto es una propiedad. En consecuencia, la cantidad $(\delta Q/T)_{\text{int rev}}$ debe representar una propiedad en la forma diferencial.

Clausius comprendió en 1865 que él había descubierto una nueva propiedad termodinámica y decidió nombrarla **entropía**, la cual está designada por S y definida como

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int rev}} \qquad (\text{kJ/K}) \tag{7-4}$$

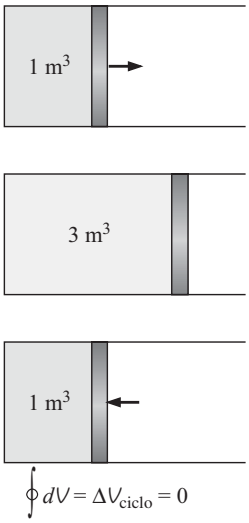


Figura 7-2
El cambio neto en el volumen (una propiedad) durante un ciclo siempre es cero.

La entropía es una propiedad extensiva de un sistema y a veces es llamada *entropía total*, mientras que la entropía por unidad de masa *s* es una propiedad intensiva y tiene la unidad kJ/kg · K. Generalmente, el término *entropía* es usado para referirse a ambas: a la total y a la de por unidad de masa, ya que el contexto normalmente esclarece de cuál se trata.

El cambio de entropía de un sistema durante un proceso puede determinarse integrando la ecuación 7-4 entre los estados inicial y final:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} \qquad (\text{kJ/K}) \tag{7-5}$$

Note que realmente se ha definido el *cambio* en la entropía en lugar de la entropía misma, así como se ha definido el cambio en la energía en lugar de la propia energía cuando se analizó la relación de la primera ley. Los valores absolutos de entropía son determinados con base en la tercera ley de la termodinámica expuesta posteriormente en este capítulo. Los ingenieros están normalmente interesados en los *cambios* en la entropía, por consiguiente, a la entropía de una sustancia se le puede asignar un valor cero en algún estado de referencia arbitrariamente seleccionado mientras que el valor de entropía para otros estados puede determinarse de la ecuación 7-5 si se elige el estado 1 como el de referencia ($S = 0$) y el 2 como en el que la entropía será determinada.

Para realizar la integración en la ecuación 7-5, es necesario conocer la relación entre Q y T durante un proceso; relación que a menudo no está disponible, además de que la integral en la ecuación 7-5 sólo puede aplicarse para algunos casos. La mayoría de las ocasiones debemos confiar en los datos tabulados para la entropía.

Observe que la entropía es una propiedad y, al igual que las otras propiedades, tiene valores fijos en estados fijos. Por consiguiente, el cambio de entropía ΔS entre dos estados especificados es el mismo sin importar qué trayectoria, reversible o irreversible, se sigue durante un proceso (Fig. 7-3).

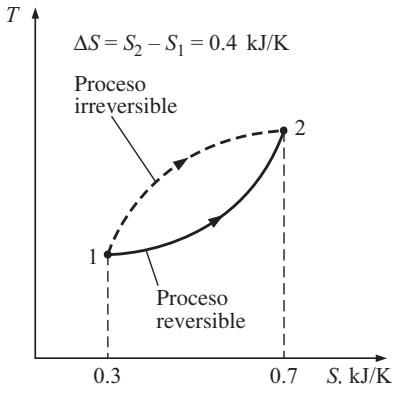


Figura 7-3

El cambio de entropía entre dos estados específicos es el mismo si el proceso es reversible o irreversible.

También es importante observar que la integral $\delta Q/T$ da el valor de cambio de entropía *sólo si* la integración se efectúa a lo largo de una trayectoria *internamente reversible* entre los dos estados. La integral de $\delta Q/T$ a lo largo de una trayectoria irreversible no es una propiedad y, generalmente, se obtendrán valores diferentes cuando la integración se cumple a lo largo de distintas trayectorias irreversibles. Por lo tanto, incluso para los procesos irreversibles, el cambio de entropía debe determinarse cumpliendo esta integración a lo largo de alguna trayectoria internamente reversible conveniente e *imaginaria* entre los estados especificados.

Caso especial: procesos isotérmicos de transferencia de calor internamente reversibles

Recuerde que los procesos isotérmicos de transferencia de calor son internamente reversibles, por lo tanto el cambio de entropía de un sistema durante uno de estos procesos puede determinarse al resolver la integral de la ecuación 7-5:

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T_0}\right)_{\text{int rev}} = \frac{1}{T_0}\int_1^2 (\delta Q)_{\text{int rev}}$$

la cual se reduce a

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0} \qquad (\text{kJ/K}) \tag{7-6}$$

donde T_0 es la temperatura constante del sistema y Q es la transferencia de calor para el proceso internamente reversible. La ecuación 7-6 es particularmente útil para determinar los cambios de entropía de depósitos de energía térmica que pueden absorber o proporcionar calor indefinidamente a una temperatura constante.

Observe que el cambio de entropía de un sistema durante un proceso isotérmico internamente reversible puede ser positivo o negativo, dependiendo de la dirección de la transferencia de calor. La transferencia de calor hacia un sistema aumenta la entropía de éste, mientras que la transferencia de calor desde un sistema la disminuye. De hecho, la pérdida de calor es la única manera en que es posible disminuir la entropía de un sistema.

EJEMPLO 7-1 Cambio de entropía durante un proceso isotérmico

Un dispositivo compuesto por cilindro-émbolo contiene una mezcla de líquido y vapor de agua a 300 K. Durante un proceso a presión constante se transfieren al agua 750 kJ de calor. Como resultado, la parte líquida en el cilindro se vaporiza. Determine el cambio de entropía del agua durante este proceso.

Solución El calor se transfiere a una mezcla de líquido y vapor de agua contenidos en un dispositivo de cilindro-émbolo que se halla a presión constante. Se determinará el cambio de entropía del agua.

Suposición Ninguna irreversibilidad ocurre dentro de las fronteras del sistema durante el proceso.

Análisis Se considera como sistema la *totalidad del agua* (líquido + vapor) dentro del cilindro (Fig. 7-4). Se trata de un *sistema cerrado* puesto que ninguna masa atraviesa la frontera del sistema durante el proceso. Se observa que la temperatura del sistema permanece constante en 300 K durante este proceso porque la temperatura de una sustancia pura permanece constante en el valor de saturación durante un proceso de cambio de fase a presión constante.

El sistema experimenta un proceso isotérmico internamente reversible, y así su cambio en la entropía puede determinarse directamente de la ecuación 7-6

$$\Delta S_{\text{sis,isotérmico}} = \frac{Q}{T_{\text{sis}}} = \frac{750\ \text{kJ}}{300\ \text{K}} = \mathbf{2.5\ kJ/K}$$

Comentario Como se esperaba, el cambio de entropía del sistema es positivo, porque la transferencia de calor es *hacia* el sistema.

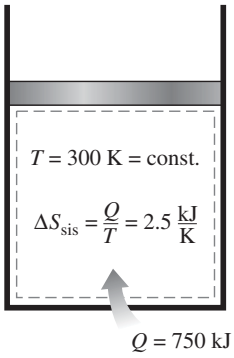


Figura 7-4
Esquema para el ejemplo 7-1.

7-2 ▪ El principio del incremento de entropía

Considere un ciclo conformado por dos procesos: el proceso 1-2 que es arbitrario (reversible o irreversible), y el 2-1, el cual es internamente reversible, como se muestra en la figura 7-5. De la desigualdad de Clausius,

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \le 0$$

o

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} \le 0$$

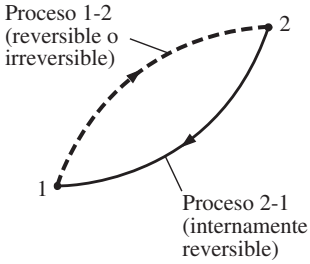


Figura 7-5
Un ciclo compuesto por un proceso reversible y otro irreversible.

La segunda integral en la relación anterior es reconocida como el cambio de entropía $S_1 - S_2$. Por consiguiente,

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_1 - S_2 \leq 0$$

la cual puede reordenarse como

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \tag{7-7}$$

También puede expresarse en forma diferencial como

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \tag{7-8}$$

donde la igualdad se cumple para un proceso internamente reversible y la desigualdad para uno irreversible. De estas ecuaciones se puede concluir que el cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso irreversible es mayor que la integral de $\delta Q/T$ evaluada para ese proceso. En el caso límite de un proceso reversible, estas dos cantidades se vuelven iguales. Es necesario enfatizar que en estas relaciones T es la *temperatura termodinámica* de la *frontera* a través de la cual el calor diferencial δQ se transfiere entre el sistema y los alrededores.

La cantidad $\Delta S = S_2 - S_1$ representa el *cambio de entropía* del sistema. Para un proceso reversible, se vuelve igual a $\int_1^2 \delta Q/T$, que representa la *transferencia de entropía* por medio de calor.

El signo de la desigualdad en las relaciones precedentes es un constante recordatorio de que el cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso irreversible siempre es mayor que la transferencia de entropía. Es decir, alguna entropía es *generada* o *creada* durante un proceso irreversible, y esta generación se debe completamente a la presencia de irreversibilidades. La entropía generada durante un proceso se llama **generación de entropía** y se denota por S_{gen}. Como la diferencia entre el cambio de entropía de un sistema cerrado y la transferencia de entropía es igual a la generación de entropía, la ecuación 7-7 puede volverse a escribir como una igualdad

$$\Delta S_{\text{sis}} = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{\text{gen}} \tag{7-9}$$

Observe que la generación de entropía S_{gen} siempre es una cantidad *positiva* o cero. Su valor depende del proceso, así que *no* es una propiedad del sistema. También, en la ausencia de cualquier transferencia de entropía, el cambio de entropía de un sistema es igual a la generación de entropía.

La ecuación 7-7 tiene implicaciones de largo alcance en termodinámica. Para un sistema aislado (o simplemente un sistema cerrado adiabático), la transferencia de calor es cero y la ecuación 7-7 se reduce a

$$\Delta S_{\text{aislado}} \geq 0 \tag{7-10}$$

Esta ecuación expresa que *la entropía de un sistema aislado durante un proceso siempre se incrementa o, en el caso límite de un proceso reversible, permanece constante.* En otros términos, *nunca* disminuye. Esto es conocido como el **principio de incremento de entropía**. Note que en la ausencia de cualquier transferencia de calor, el cambio de entropía solamente se debe a las irreversibilidades y su efecto es siempre incrementar la entropía.

La entropía es una propiedad extensiva, por lo tanto la entropía total de un sistema es igual a la suma de las entropías de las partes del sistema. Un sistema aislado puede estar compuesto de cualquier número de subsistemas (Fig. 7-6). Por ejemplo, un sistema y sus alrededores constituyen un sistema aislado porque los dos pueden hallarse encerrados por una frontera arbitraria suficientemente grande a través de la cual no hay transferencia de calor, trabajo o masa (Fig. 7-7). Por consiguiente, es posible considerar a un sistema y sus alrededores como dos subsistemas de un sistema aislado, y el cambio de entropía de éste durante un proceso resulta de la suma de los cambios de entropía del sistema y sus alrededores, la cual es igual a la generación de entropía porque un sistema aislado no involucra transferencia de entropía. Es decir,

$$S_{\text{generada}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{alrededores}} \geq 0 \qquad \textbf{(7-11)}$$

donde la igualdad se cumple para los procesos reversibles y la desigualdad para los irreversibles. Observe que ΔS_{alr} designa el cambio en entropía de los alrededores como resultado de la ocurrencia del proceso bajo consideración.

Como ningún proceso real es verdaderamente reversible, es posible concluir que alguna entropía se genera durante un proceso y por consiguiente la entropía del universo, la cual puede considerarse como un sistema aislado, está incrementándose continuamente. El proceso es más irreversible entre más grande sea la entropía generada durante dicho proceso. Ninguna entropía se genera durante los procesos reversibles ($S_{\text{gen}} = 0$).

El incremento de entropía del universo no sólo es de importante interés para los ingenieros, también lo es para filósofos, teólogos, economistas y activistas ecológicos puesto que la entropía es visualizada como una medida de desorden (o "mezclaje") en el universo.

El principio de incremento de entropía no implica que la de un sistema no pueda disminuir. El cambio de entropía de un sistema *puede* ser negativo durante un proceso (Fig. 7-8), pero la generación de entropía no. El principio de incremento de entropía puede resumirse como sigue:

$$S_{\text{gen}} \begin{cases} > 0 & \text{proceso irreversible} \\ = 0 & \text{proceso reversible} \\ < 0 & \text{proceso imposible} \end{cases}$$

Esta relación sirve como un criterio decisivo si un proceso es reversible, irreversible o imposible.

Las cosas en la naturaleza tienden a cambiar hasta que logran un estado de equilibrio. El principio de incremento de entropía dicta que la entropía de un sistema aislado aumenta hasta que su entropía alcanza un valor *máximo*. Se dice que el sistema ha alcanzado un estado de equilibrio porque el principio de incremento de entropía en ese punto prohíbe al sistema sufrir cualquier cambio de estado que produzca una disminución en la entropía.

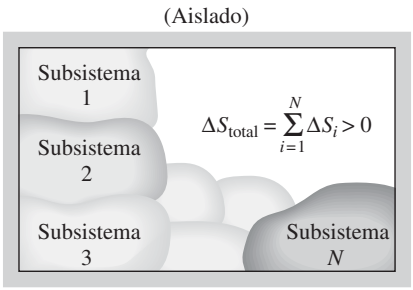


Figura 7-6
El cambio de entropía de un sistema aislado es la suma de los cambios de entropía de sus componentes, y nunca es menor que cero.

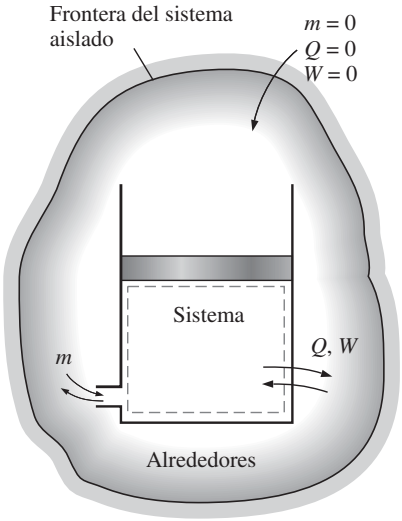
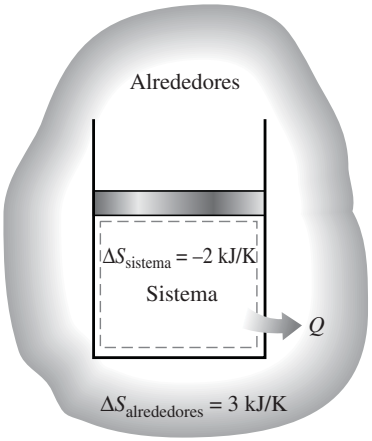


Figura 7-7
Un sistema y sus alrededores forman un sistema aislado.

Algunos comentarios sobre la entropía

A la luz de las anteriores exposiciones, se obtienen las siguientes conclusiones:

1. Los procesos sólo pueden ocurrir en una *cierta* dirección, no en *cualquiera*. Un proceso debe proceder en la dirección que obedece al principio de incremento de entropía, es decir, $S_{\text{gen}} \geq 0$. Un proceso que viola



$S_{generada} = \Delta S_{total} = \Delta S_{sistema} + \Delta S_{alrededores} = 1$ kJ/K

Figura 7-8

El cambio de entropía de un sistema puede ser negativo, pero la generación de entropía no.

este principio es imposible. Este principio obliga a menudo a las reacciones químicas a detenerse antes de completarse.

2. La entropía es una *propiedad que no se conserva*, por lo tanto *no* existe algo como el *principio de conservación de la entropía*. Ésta se conserva sólo durante el proceso reversible idealizado y se incrementa durante *todos* los procesos reales.
3. El desempeño de los sistemas de ingeniería es degradado por la presencia de irreversibilidades; y la *generación de entropía* es una medida de las magnitudes de irreversibilidades presentes durante ese proceso. A mayor magnitud de irreversibilidades, mayor generación de entropía. Por consiguiente, la generación de entropía puede usarse como una medida cuantitativa de irreversibilidades asociadas al proceso, y para establecer el criterio a emplearse en el diseño de dispositivos. Este punto se ilustra a continuación, en el ejemplo 7-2.

EJEMPLO 7-2 Generación de entropía durante los procesos de transferencia de calor

Una fuente de calor a 800 K pierde 2 000 kJ de calor hacia un sumidero a *a*) 500 K y *b*) 750 K. Determine qué proceso de transferencia de calor es más irreversible.

Solución El calor se transfiere de una fuente de calor hacia dos sumideros de calor con diferentes temperaturas. Se determinará el proceso de transferencia de calor más irreversible.

Análisis Un bosquejo de los depósitos se muestra en la figura 7-9; ambos casos involucran la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita, por lo tanto los dos son irreversibles. La magnitud de irreversibilidad asociada con cada proceso puede ser determinada calculando el cambio de entropía total para cada caso. El cambio de entropía total para un proceso de transferencia de calor que involucra dos depósitos (una fuente y un sumidero) es la suma de los cambios de entropía de cada depósito, dado que ambos forman un sistema adiabático.

¿Realmente lo forman? La exposición del problema da la impresión que los dos depósitos están en contacto directo durante el proceso de transferencia de calor, pero esto no puede ser así porque la temperatura en un punto puede tener sólo un valor y por lo tanto no puede ser de 800 K en uno de los lados del punto de contacto y de 500 K en el otro. Dicho de otra manera, la función de temperatura no puede tener un salto de discontinuidad. Entonces, es razonable suponer que ambos depósitos están separados por una división a través de la cual las caídas de temperatura son de 800 K en un lado, y 500 K (o 750 K) en el otro. Por consiguiente, el cambio de entropía de la división también debe ser considerado al evaluar el cambio de entropía total para este proceso. Sin embargo, si se toma en cuenta que la entropía es una propiedad y los valores de éstas dependen del estado de un sistema, se puede sostener que el cambio de entropía de la división es cero porque dicha división parece haber sufrido un proceso *estacionario*, de manera que no experimentó cambio en sus propiedades en cualquier punto. Este argumento se basa en el hecho de que la temperatura en ambos lados de la división —y por lo tanto por todas partes— permanece constante durante este proceso. Por consiguiente, se justifica suponer que $\Delta S_{división} = 0$ dado que la entropía (así como la energía) contenida de la división permanece constante durante el proceso.

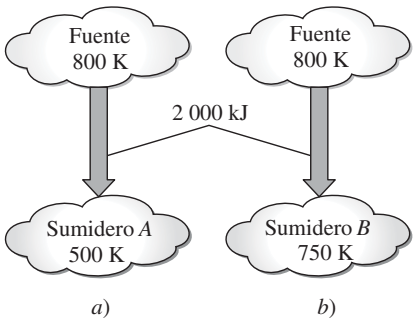


Figura 7-9

Esquema para el ejemplo 7-2.

El cambio de entropía para cada depósito puede determinarse de la ecuación 7-6, ya que cada depósito sufre un proceso isotérmico internamente reversible.

a) Para el proceso de transferencia de calor a un sumidero a 500 K:

$$\Delta S_{\text{fuente}} = \frac{Q_{\text{fuente}}}{T_{\text{fuente}}} = \frac{-2\,000\ \text{kJ}}{800\ \text{K}} = -2.5\ \text{kJ/K}$$

$$\Delta S_{\text{sumidero}} = \frac{Q_{\text{sumidero}}}{T_{\text{sumidero}}} = \frac{2\,000\ \text{kJ}}{500\ \text{K}} = +4.0\ \text{kJ/K}$$

y

$$S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{fuente}} + \Delta S_{\text{sumidero}} = (-2.5 + 4.0)\ \text{kJ/K} = \mathbf{1.5\ kJ/K}$$

Así, 1.5 kJ/K de entropía es generada durante este proceso. Como ambos depósitos han sufrido procesos internamente reversibles, la generación entera de entropía tuvo lugar en la división.

b) Si se repiten los cálculos del inciso *a*) para una temperatura de 750 K en el sumidero, obtenemos

$$\Delta S_{\text{fuente}} = -2.5\ \text{kJ/k}$$

$$\Delta S_{\text{sumidero}} = +2.7\ \text{kJ/K}$$

y

$$S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = (-2.5 + 2.7)\ \text{kJ/K} = \mathbf{0.2\ kJ/K}$$

El cambio de entropía total para el proceso presentado en el inciso *b*) es menor y por lo tanto el proceso es menos irreversible. Esto puede esperarse ya que el proceso en *b*) involucra una diferencia de temperatura menor y, por ende, una irreversibilidad menor.

Comentario Las irreversibilidades asociadas con ambos procesos podrían ser eliminadas con una máquina térmica de Carnot que opere entre la fuente y el sumidero. En este caso puede demostrarse que el $\Delta S_{\text{total}} = 0$.

7-3 ▪ Cambio de entropía de sustancias puras

La entropía es una propiedad, por lo tanto el valor de la entropía de un sistema se establece una vez fijado el estado de éste. Las dos propiedades intensivas independientes fijan el estado de un sistema simple compresible, así como los valores de la entropía y otras propiedades en ese estado. Es posible expresar en términos de otras propiedades el cambio de la entropía de una sustancia, empezando por su definición (véase Secc. 7-7). Pero en general estas relaciones son demasiado complicadas e imprácticas para cálculos manuales; por lo tanto, con el uso de un estado de referencia adecuado las entropías de sustancias se evalúan a partir de los datos de propiedades medibles siguiendo los cálculos bastante complicados, para después tabular los resultados de la misma forma en que se hace con otras propiedades como v, u y h (Fig. 7-10).

Los valores de entropía en las tablas de propiedades se ofrecen respecto a un estado de referencia arbitrario. En las tablas de vapor de agua, a la entropía de líquido saturado s_f a 0.01 °C se le asigna el valor de cero, y para el refrigerante 134a, el valor cero es asignado al líquido saturado a −40 °C. Los valores de entropía se vuelven negativos a temperaturas inferiores al valor de referencia.

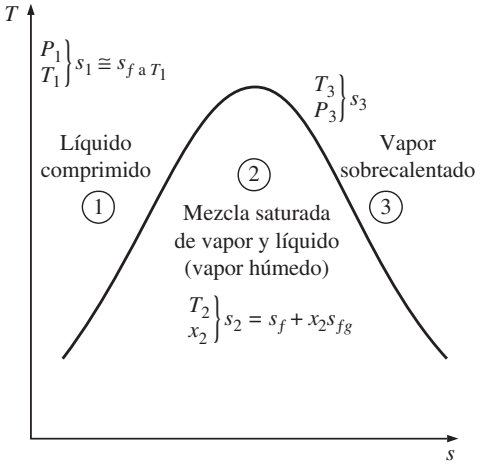


Figura 7-10

La entropía de una sustancia pura se determina a partir de las tablas (igual que otras propiedades).

El valor de la entropía en un estado especificado se determina del mismo modo que se hace para cualquier otra propiedad. En las regiones del líquido comprimido y de vapor sobrecalentado, los valores pueden obtenerse directamente de las tablas al conocer el estado especificado, mientras que para la región del vapor húmedo, se determina a partir de

$$s = s_f + xs_{fg} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

donde x es la calidad, y los valores s_f y s_{fg} se listan en las tablas de saturación. En ausencia de datos para líquido comprimido, la entropía de éstos se aproxima con la entropía del líquido saturado a la temperatura dada:

$$s_{\text{a } T,P} \cong s_{f \text{ a } T} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

Durante un proceso, el cambio de entropía de una masa especificada m (un sistema cerrado) simplemente es

$$\Delta S = m\Delta s = m(s_2 - s_1) \qquad (\text{kJ/K}) \tag{7-12}$$

la cual es la diferencia entre los valores de entropía en los estados final e inicial.

Al estudiar aspectos de la segunda ley para procesos, la entropía normalmente se usa como una coordenada en diagramas *T-s* y *h-s*. Las características generales del diagrama *T-s* para sustancias puras se muestra en la figura 7-11, en el que se usan datos para el agua. En este diagrama, las líneas de volumen constante se precipitan más que las de presión constante, las cuales a su vez son paralelas a las de temperatura constante en la región de vapor húmedo. Asimismo, las líneas de presión constante casi coinciden con la línea de líquido saturado en la región de líquido comprimido.

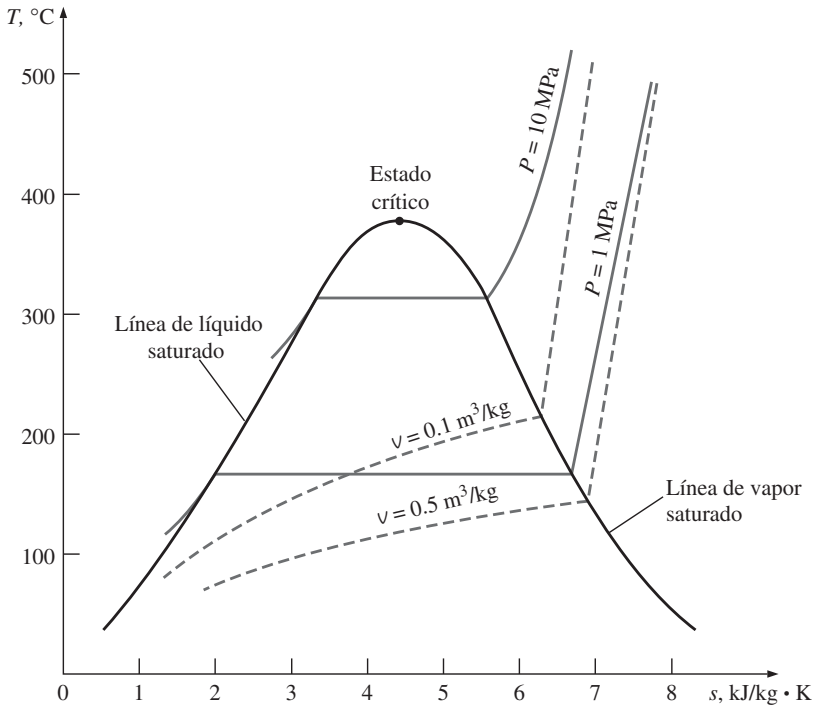


Figura 7-11
Esquema del diagrama *T-s* para el agua.

EJEMPLO 7-3 Cambio de entropía de una sustancia en un recipiente

Un recipiente rígido contiene inicialmente 5 kg de refrigerante 134a a 20 °C y 140 kPa, la sustancia se enfría mientras es agitada hasta que su presión disminuye a 100 kPa. Determine el cambio de entropía del refrigerante durante este proceso.

Solución El refrigerante contenido en un recipiente rígido se enfría mientras es agitado. Se determinará el cambio de entropía del refrigerante.

Suposición El volumen del recipiente es constante, por lo tanto $v_2 = v_1$.

Análisis El refrigerante en el recipiente se considera como el *sistema* (Fig. 7-12), el cual es un *sistema cerrado* porque durante el proceso ninguna masa cruza su frontera. Se observa que el cambio en la entropía de una sustancia a lo largo del proceso simplemente es la diferencia entre el valor de entropía en los estados final e inicial. El inicial está completamente especificado.

Si se considera que el volumen específico permanece constante durante el proceso, las propiedades del refrigerante en ambos estados son

$$\textit{Estado 1:}\quad \left.\begin{array}{l} P_1 = 140\ \text{kPa} \\ T_1 = 20\ ^\circ\text{C} \end{array}\right\} \begin{array}{l} s_1 = 1.0625\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \\ v_1 = 0.16544\ \text{m}^3/\text{kg} \end{array}$$

$$\textit{Estado 2:}\quad \left.\begin{array}{l} P_2 = 100\ \text{kPa} \\ (v_2 = v_1) \end{array}\right\} \begin{array}{l} v_f = 0.0007258\ \text{m}^3/\text{kg} \\ v_g = 0.19255\ \text{m}^3/\text{kg} \end{array}$$

En el estado final el refrigerante es una mezcla saturada de líquido y vapor, puesto que $v_f < v_2 < v_g$ a 100 kPa de presión. Por consiguiente, se necesita determinar primero la calidad:

$$x_2 = \frac{v_2 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.16544 - 0.0007258}{0.19255 - 0.0007258} = 0.859$$

Por lo tanto,

$$s_2 = s_f + x_2 s_{fg} = 0.07182 + (0.859)(0.88008) = 0.8278\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Entonces, el cambio de entropía del refrigerante durante este proceso es

$$\Delta S = m(s_2 - s_1) = (5\ \text{kg})(0.8278 - 1.0625)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$
$$= \mathbf{-1.173\ kJ/K}$$

Comentario El signo negativo indica que durante este proceso la entropía del sistema está disminuyendo, pero esto no es una violación de la segunda ley porque la *generación de entropía* S_{gen} es la que no puede ser negativa.

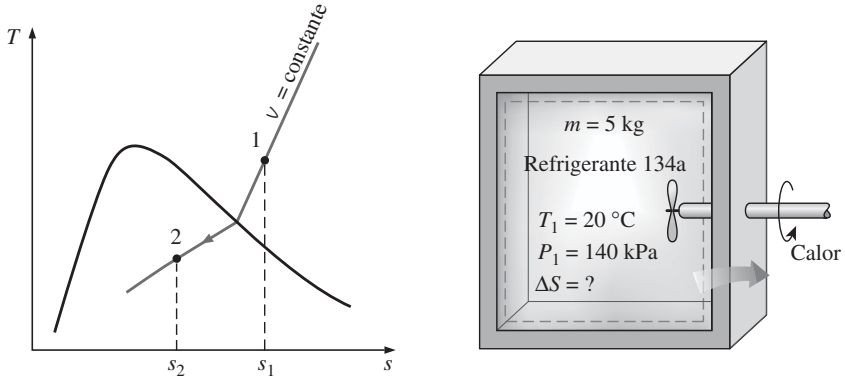


Figura 7-12

Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-3.

EJEMPLO 7-4 Cambio de entropía durante un proceso a presión constante

Inicialmente, un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 3 lbm de agua líquida a 20 psia y 70 °F. El agua está ahora calentándose a una presión constante por la adición de 3 450 Btu de calor. Determine el cambio de entropía del agua durante este proceso.

Solución Se calienta agua líquida a presión constante en un dispositivo de cilindro-émbolo. Se determinará el cambio de entropía del agua.

Suposiciones **1** El recipiente no se mueve y por lo tanto los cambios de energías cinética y potencial son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$. **2** El proceso es de cuasiequilibrio. **3** La presión permanece constante durante el proceso y por lo tanto $P_2 = P_1$.

Análisis Se toma al agua contenida en el cilindro como el *sistema* (Fig. 7-13), el cual es un *sistema cerrado* porque durante el proceso ninguna masa cruza sus fronteras. Se observa que un dispositivo de cilindro-émbolo involucra una frontera móvil, y por lo tanto también un trabajo de frontera W_b. También, se transfiere calor al sistema.

En el estado inicial, el agua existe como un líquido comprimido porque su presión es mayor que la de saturación de 0.3632 psia a 70 °F. Si se aproxima el líquido comprimido como un líquido saturado a la temperatura dada, las propiedades en el estado inicial son

Estado 1:
$$\left.\begin{aligned} P_1 &= 20 \text{ psia} \\ T_1 &= 70\ ^\circ\text{F} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} s_1 &\cong s_{f\ \text{a}\ 70\ ^\circ\text{F}} = 0.07459 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R} \\ h_1 &\cong h_{f\ \text{a}\ 70\ ^\circ\text{F}} = 38.08 \text{ Btu/lbm} \end{aligned}$$

Por lo tanto, en el estado final la presión es todavía de 20 psia, pero es necesaria una propiedad más para determinar el estado, la cual se determina por el balance de energía,

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía} \\ \text{mediante calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{entrada}} - W_b &= \Delta U \\ Q_{\text{entrada}} &= \Delta H = m(h_2 - h_1) \\ 3\,450 \text{ Btu} &= (3 \text{ lbm})(h_2 - 38.08 \text{ Btu/lbm}) \\ h_2 &= 1\,188.1 \text{ Btu/lbm} \end{aligned}$$

como $\Delta U + W_b = \Delta H$ para un proceso de cuasiequilibrio a presión constante. Entonces,

Estado 2:
$$\left.\begin{aligned} P_2 &= 20 \text{ psia} \\ h_2 &= 1\,188.1 \text{ Btu/lbm} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} s_2 &= 1.7761 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R} \\ &\text{(Tabla A-6E, interpolación)} \end{aligned}$$

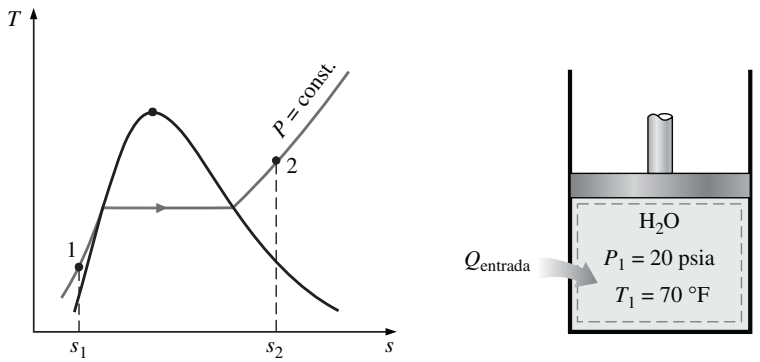


Figura 7-13
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-4.

Por consiguiente, el cambio de entropía del agua durante este proceso es

$$\Delta S = m(s_2 - s_1) = (3\ \text{lbm})(1.7761 - 0.07459)\ \text{Btu/lbm} \cdot \text{R}$$
$$= \mathbf{5.105\ Btu/R}$$

7-4 ▪ Procesos isentrópicos

Antes se mencionó que la entropía de una masa fija puede cambiarse por 1) la transferencia de calor y 2) las irreversibilidades; entonces, la entropía de una masa fija no cambia durante un proceso que es *internamente reversible* y *adiabático* (Fig. 7-14). Un proceso en el que la entropía se mantiene constante es un **proceso isentrópico**, el cual se caracteriza por

$$\textit{Proceso isentrópico:} \qquad \Delta s = 0 \quad \text{o} \quad s_2 = s_1 \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \qquad \textbf{(7-13)}$$

Es decir, una sustancia tendrá el mismo valor de entropía tanto al final del proceso como al inicio si el proceso se lleva a cabo de una manera isentrópica.

Muchos sistemas o dispositivos de ingeniería como bombas, turbinas, toberas y difusores son esencialmente adiabáticos en su funcionamiento, y tienen mejor desempeño cuando se minimizan las irreversibilidades, como la fricción asociada al proceso. Un proceso isentrópico puede servir como un modelo apropiado para los procesos reales, además de permitirnos definir las eficiencias para procesos al comparar el desempeño real de estos dispositivos con el desempeño bajo condiciones idealizadas.

Es importante reconocer que un proceso *adiabático reversible* necesariamente es isentrópico ($s_2 = s_1$), pero uno *isentrópico* no es necesariamente un proceso adiabático reversible (por ejemplo, el incremento de entropía de una sustancia durante un proceso, como resultado de irreversibilidades, puede compensarse con una disminución en la entropía como resultado de las pérdidas de calor). Sin embargo, el término *proceso isentrópico* se usa habitualmente en termodinámica para referirse a un proceso *adiabático internamente reversible*.

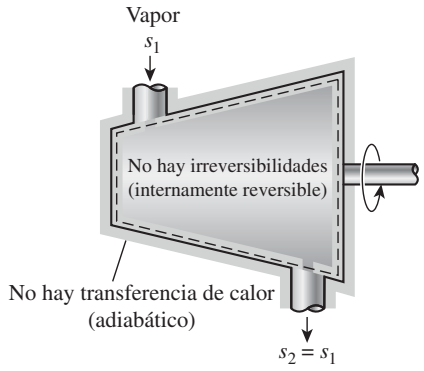


Figura 7-14

Durante un proceso adiabático internamente reversible (isentrópico), la entropía permanece constante.

EJEMPLO 7-5 Expansión isentrópica de vapor de agua en una turbina

En una turbina adiabática entra vapor de agua a 5 MPa y 450 °C y sale a una presión de 1.4 MPa. Determine el trabajo de salida de la turbina por unidad de masa de vapor si el proceso es reversible.

Solución De una manera reversible, el vapor de agua se expande en una turbina adiabática hasta una presión especificada. Se determinará el trabajo de salida de la turbina.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con respecto al tiempo en cualquier punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$, $\Delta E_{VC} = 0$ y $\Delta S_{VC} = 0$. **2** El proceso es reversible. **3** Las energías cinética y potencial son insignificantes. **4** La turbina es adiabática, por lo tanto no hay transferencia de calor.

Análisis Se toma la *turbina* como el sistema (Fig. 7-15), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza las fronteras del sistema durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$.

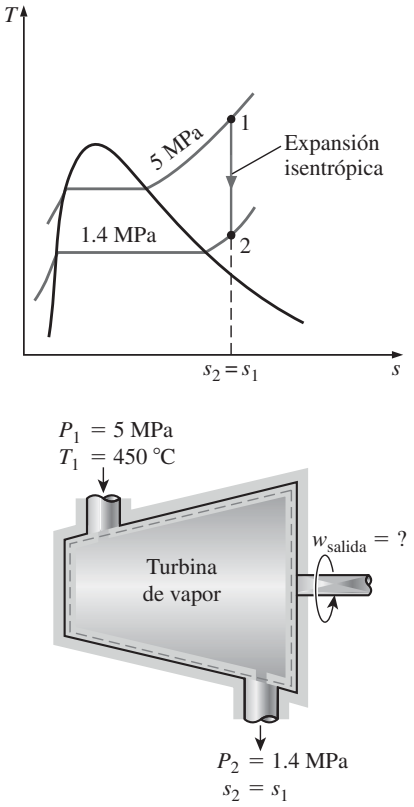


Figura 7-15

Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-5.

La potencia de salida de la turbina es determinada a partir del balance de energía en su forma de tasa,

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de energía}\\ \text{mediante calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \overset{\text{0 (estable)}}{\nearrow} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}h_1 = \dot{W}_{\text{salida}} + \dot{m}h_2 \qquad (\text{desde } \dot{Q} = 0, \text{ec} \cong \text{ep} \cong 0)$$

$$\dot{W}_{\text{salida}} = \dot{m}(h_1 - h_2)$$

El estado a la entrada está completamente especificado, ya que se dan dos propiedades, pero sólo una de éstas (la presión) se da en el estado final y es necesario conocer una propiedad más para determinar el estado. La segunda propiedad se obtiene al observar que el proceso es reversible y adiabático, y por lo tanto isentrópico. Así, $s_2 = s_1$, y

Estado 1:
$$\left.\begin{aligned} P_1 &= 5\ \text{MPa} \\ T_1 &= 450\ ^\circ\text{C} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} h_1 &= 3\,317.2\ \text{kJ/kg} \\ s_1 &= 6.8210\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{aligned}$$

Estado 2:
$$\left.\begin{aligned} P_2 &= 1.4\ \text{MPa} \\ s_2 &= s_1 \end{aligned}\right\} \quad h_2 = 2\,967.4\ \text{kJ/kg}$$

Entonces, el trabajo de salida de la turbina por unidad de masa de vapor de agua se estima en

$$w_{\text{salida}} = h_1 - h_2 = 3\,317.2 - 2\,967.4 = \mathbf{349.8\ kJ/kg}$$

7-5 ▪ Diagramas de propiedades que involucran a la entropía

Los diagramas de propiedades proporcionan gran ayuda visual en el análisis termodinámico de los procesos. En los capítulos anteriores hemos usado extensivamente diagramas *P-v* y *T-v* junto con la primera ley de la termodinámica. Para el análisis de la segunda ley es muy útil trazar los procesos en diagramas en los que una de las coordenadas es la entropía. Los dos diagramas normalmente usados en este tipo de análisis son los diagramas de *temperatura-entropía* y *entalpía-entropía*.

Retome la ecuación que define la entropía (Ec. 7-4), la cual puede reestructurarse como

$$\delta Q_{\text{int rev}} = T\,dS \qquad (\text{kJ}) \tag{7-14}$$

Como se muestra en la figura 7-16, $\delta Q_{\text{int rev}}$ corresponde a un área diferencial en un diagrama *T-S*. La transferencia total de calor durante un proceso internamente reversible es determinado por la siguiente integración

$$Q_{\text{int rev}} = \int_1^2 T\,dS \qquad (\text{kJ}) \tag{7-15}$$

que corresponde al área bajo la curva del proceso en un diagrama *T-S*. Por consiguiente, se concluye que *el área bajo la curva del proceso en un diagrama T-S representa la transferencia de calor durante un proceso internamente reversible*. Esto es algo análogo al trabajo de frontera reversible que se repre-

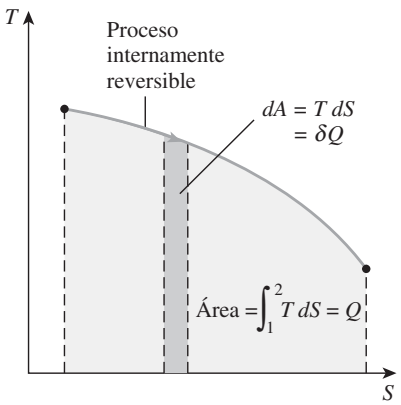


Figura 7-16

En un diagrama *T-S*, el área bajo la curva representa la transferencia de calor para un proceso internamente reversible.

senta por el área bajo la curva del proceso en un diagrama *P-V*. Observe que dicha área representa la transferencia de calor para procesos que son internamente (o totalmente) reversibles. Esta área no tiene ningún significado para los procesos irreversibles.

Las ecuaciones 7-14 y 7-15 también pueden expresarse por unidad de masa como

$$\delta q_{\text{int rev}} = T\, ds \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{7-16}$$

y

$$q_{\text{int rev}} = \int_1^2 T\, ds \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{7-17}$$

Para resolver las integrales en las ecuaciones 7-15 y 7-17 se necesita saber la relación entre T y s durante un proceso. Un caso especial en el cual éstas pueden solucionarse fácilmente es el *proceso isotérmico internamente reversible*, del que se obtiene

$$Q_{\text{int rev}} = T_0\, \Delta S \qquad (\text{kJ}) \tag{7-18}$$

o

$$q_{\text{int rev}} = T_0\, \Delta s \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{7-19}$$

donde T_0 es la temperatura constante y ΔS es el cambio de entropía del sistema durante el proceso.

Un proceso isentrópico en un diagrama *T-s* se reconoce fácilmente como un *segmento de línea vertical*, porque un proceso de este tipo no incluye transferencia de calor y por consiguiente el área bajo la trayectoria del proceso debe ser cero (Fig. 7-17). El diagrama *T-s* es una valiosa herramienta para visualizar los aspectos de la segunda ley para procesos y ciclos, por lo que se usa frecuentemente en termodinámica. El diagrama *T-s* del agua se da en el apéndice en la figura A-9.

Otro diagrama muy usado en ingeniería es el de entalpía-entropía, bastante valioso en el análisis de dispositivos de flujo estacionario como turbinas, compresores y toberas. Las coordenadas de un diagrama *h-s* representan dos propiedades de primordial interés: entalpía, una propiedad primaria en el análisis de la primera ley de los dispositivos de flujo estacionario, y entropía, propiedad que explica las irreversibilidades durante los procesos adiabáticos. Al analizar el flujo estacionario de vapor de agua a través de una turbina adiabática, por ejemplo, la distancia vertical entre los estados a la entrada y a la salida Δh es una medida del trabajo de salida de la turbina, mientras que la distancia horizontal Δs es una medida de las irreversibilidades asociadas con el proceso (Fig. 7-18).

El diagrama *h-s* también es llamado **diagrama de Mollier** en honor al científico alemán R. Mollier (1863-1935). Se ofrece un diagrama de este tipo en la figura A-10 del apéndice para vapor de agua.

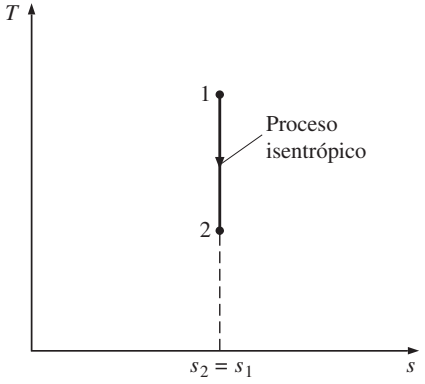


Figura 7-17
En un diagrama *T-s*, el proceso isentrópico aparece como un segmento de la línea *vertical*.

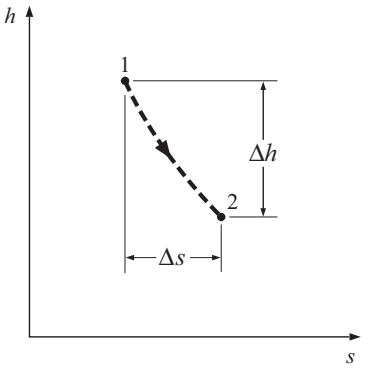


Figura 7-18
Para los dispositivos de flujo adiabático estacionario, la distancia vertical Δh en un diagrama *h-s* es una medida de trabajo y la distancia horizontal Δs es una medida para irreversibilidades.

EJEMPLO 7-6 Diagrama *T-S* del ciclo de Carnot

Muestre el ciclo de Carnot en un diagrama *T-S* e indique las áreas que representan el calor suministrado Q_H, el desechado Q_L y el trabajo neto de salida $W_{\text{neto,salida}}$ en este diagrama.

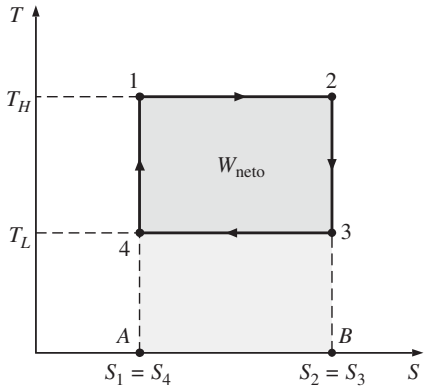


Figura 7-19

Diagrama *T-S* de un ciclo de Carnot (ejemplo 7-6).

Solución En un diagrama *T-S* se mostrará el ciclo de Carnot, y las áreas que representan Q_H, Q_L y $W_{neto,salida}$ serán indicadas.

Análisis Recuerde que el ciclo de Carnot está formado por dos procesos isotérmicos reversibles (T = constante) y otros dos isentrópicos (s = constante); los cuatro forman un rectángulo en un diagrama *T-S*, como se muestra en la figura 7-19.

En un diagrama *T-S* el área bajo la curva del proceso representa la transferencia de calor para ese proceso, por lo tanto el área *A*12*B* representa Q_H, el área *A*43*B* representa Q_L y la diferencia entre ambas (área sombreada) representa el trabajo neto porque

$$W_{neto,salida} = Q_H - Q_L$$

Así, el área encerrada por la trayectoria de un ciclo (área 1 234) en un diagrama *T-S* representa el trabajo neto. Recuerde que esta misma área también representa el trabajo neto sobre un diagrama *P-V*.

7-6 ▪ ¿Qué es la entropía?

De la exposición anterior queda claro que la entropía es una propiedad útil y una valiosa herramienta en el análisis de la segunda ley en los dispositivos de ingeniería, pero esto no significa que sabemos y entendemos bien la entropía. De hecho, no podemos dar una respuesta adecuada a la pregunta ¿qué es la entropía? Sin embargo, la imposibilidad de describir la entropía en su totalidad no tiene nada que ver con su utilidad. No es posible definir *energía*, pero esto no interfiere con nuestra comprensión de las transformaciones de energía y su principio de conservación. Se admite que entropía no es una palabra común como lo es energía, pero con el uso continuo se alcanza una comprensión más profunda y una mayor apreciación. El estudio que sigue debe verter alguna luz en el significado físico de entropía, considerando la naturaleza microscópica de la materia.

La entropía puede verse como una medida de *desorden molecular*, o *aleatoriedad molecular*. Cuando un sistema se vuelve más desordenado, las posiciones de las moléculas son menos predecibles y la entropía aumenta, de ahí que no sorprenda que la entropía de una sustancia sea más baja en la fase sólida y más alta en la gaseosa (Fig. 7-20). En la sólida, las moléculas de una sustancia oscilan continuamente en sus posiciones de equilibrio, pero les es imposible moverse unas respecto de las otras, por lo que su posición puede predecirse en cualquier momento con certeza. Sin embargo, en la gaseosa, las moléculas se mueven al azar, chocan entre sí y cambian de dirección, lo cual hace sumamente difícil predecir con precisión el estado microscópico de un sistema en cualquier instante. Asociado a este caos molecular se encuentra un valor alto de entropía.

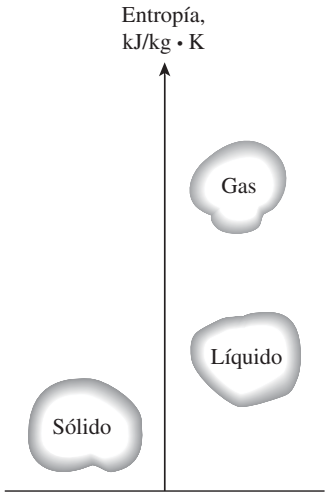


Figura 7-20

El nivel de desorden molecular (entropía) de una sustancia aumenta cuando ésta se funde o evapora.

Desde un punto de vista microscópico a partir de la perspectiva de la termodinámica estadística, un sistema aislado que parece estar en equilibrio puede exhibir un nivel alto de actividad debido al movimiento incesante de las moléculas. A cada estado de equilibrio macroscópico corresponde un gran número de estados moleculares microscópicos o configuraciones moleculares. Boltzmann fue el primero en formular la hipótesis de que la entropía de un sistema a un macroestado determinado está relacionada con el número total de posibles microestados relevantes del sistema, W (de *Wahrscheinlichkeit*, el vocablo alemán que se refiere a "probabilidad"). Este pensamiento lo formuló

más adelante Planck utilizando una constante k con la unidad de la entropía J/K para expresar la ecuación que llevaría el nombre de Boltzmann en su honor (e inscrita en la lápida de su tumba) como

$$S = k \ln W \qquad \textbf{(7-20}\boldsymbol{a}\textbf{)}$$

conocida como la **relación de Boltzmann**. La aleatoriedad o desorden del movimiento térmico, en relación con la entropía sería generalizada más tarde por Gibbs como la medida de la suma de todas las incertidumbres (o probabilidades) de microestados, como

$$S = -k \sum p_i \log p_i \qquad \textbf{(7-20}\boldsymbol{b}\textbf{)}$$

La **formulación de Gibbs** es más general dado que permite la probabilidad no uniforme, p_i, de microestados. Con un incremento en los momentos de partículas o desorden térmico y en el volumen ocupado, se requiere más información para la caracterización del sistema, en relación con sistemas más ordenados. La formulación de Gibbs reduce la relación de Boltzmann a la probabilidad uniforme, equiprobable de todos los microestados W dado que $p_i = 1/W =$ constante $\ll 1$.

Desde el punto de vista microscópico, la entropía de un sistema aumenta siempre que la aleatoriedad o desorden térmico (es decir, el número de posibles microestados moleculares relevantes correspondientes a un macroestado dado) de un sistema aumente. Por lo tanto, la entropía puede verse como una medida de aleatoriedad térmica o desorden molecular, la cual aumenta en cualquier momento que un sistema aislado experimente un proceso.

Como se mencionó, las moléculas de una sustancia en la fase sólida oscilan continuamente, creando una incertidumbre sobre su posición. Sin embargo, estas oscilaciones se desvanecen cuando la temperatura disminuye y las moléculas supuestamente se inmovilizan al cero absoluto, lo que representa un estado de orden molecular último (y energía mínima). Por lo tanto, *la entropía de una sustancia pura cristalina a una temperatura absoluta de cero es cero* a partir de que no hay incertidumbre sobre el estado de las moléculas con respecto a ese momento (Fig. 7-21). Esta declaración es conocida como la **tercera ley de la termodinámica**, la cual proporciona un punto de referencia absoluto para la determinación de entropía. La entropía determinada como relativa con respecto a este punto se llama **entropía absoluta** y es sumamente útil en el análisis termodinámico de las reacciones químicas. La entropía de una sustancia que no es pura cristalina (como una solución sólida) no es cero a temperatura absoluta cero. Esto se debe a que para tales sustancias hay más de una configuración molecular, las cuales introducen un poco de incertidumbre sobre el estado microscópico de la sustancia.

En la fase gaseosa las moléculas poseen una cantidad considerable de energía cinética, pero se sabe que, por más grande que sea ésta, las moléculas de gas no hacen girar una hélice insertada en un contenedor para que así este dispositivo produzca trabajo. Esto se debe a que tanto las moléculas de gas como su energía están desorganizadas. Probablemente el número de moléculas que en cualquier instante intentan girar la hélice en una dirección es igual al número de las que están intentándolo en la dirección opuesta, causando que la hélice permanezca inmóvil. Por consiguiente, no podemos extraer trabajo útil directamente de la energía desorganizada (Fig. 7-22).

Ahora considere un eje rotatorio (Fig. 7-23), en el que en este momento la energía de las moléculas está completamente organizada porque las moléculas del eje giran juntas en la misma dirección. Esta energía organizada puede usarse para realizar tareas útiles como levantar un peso o generar electricidad.

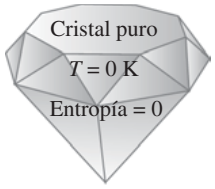


Figura 7-21
Una sustancia pura cristalina a una temperatura de cero absoluto está en el orden perfecto, y su entropía es cero (tercera ley de la termodinámica).

Figura 7-22
La energía desorganizada no genera un efecto útil, no importa lo grande que sea.

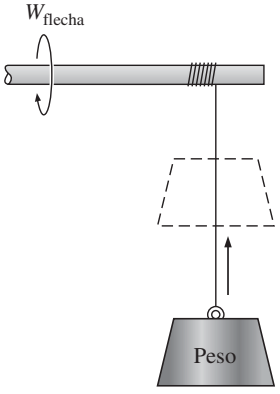


Figura 7-23
En ausencia de fricción, levantar un peso con un eje rotatorio no crea desorden (entropía), por lo tanto la energía no se degrada durante este proceso.

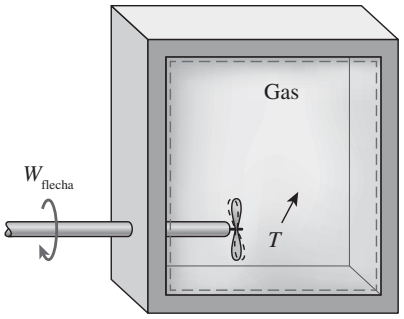


Figura 7-24

El trabajo de la hélice realizado sobre un gas aumenta el nivel de desorden (entropía) del gas, por lo tanto la energía se degrada durante este proceso.

Además, como es una forma organizada de energía, el trabajo está libre de desorden o aleatoriedad y por lo tanto libre de entropía. *No hay transferencia de entropía asociada con la transferencia de energía como trabajo*. Por consiguiente, en la ausencia de cualquier tipo de fricción, el proceso de levantar un peso mediante un eje rotatorio (o un volante) no produce entropía. Cualquier proceso que no produzca una entropía neta es reversible y por lo tanto, en el caso del proceso descrito antes, puede invertirse bajando el peso. Por consiguiente, la energía no se degrada durante este proceso y ningún potencial de realizar trabajo está perdido.

Como otro ejemplo se considera el funcionamiento de una hélice en un recipiente lleno de un gas (Fig. 7-24), en el que el trabajo de la hélice se convierte en energía interna del gas, como lo evidencia un aumento en la temperatura de éste, creando un nivel alto de desorden molecular en el recipiente. Este proceso es bastante distinto a levantar un peso ya que la energía organizada de la hélice se convierte ahora en una forma altamente desorganizada de energía que no puede a su vez convertirse en energía cinética rotacional de la hélice. Sólo una porción de esta energía puede convertirse en trabajo, reorganizándola parcialmente mediante el empleo de una máquina térmica. Por consiguiente, la energía se degrada durante este proceso, la habilidad para efectuar trabajo es reducida, se produce desorden molecular y asociado a todo esto se suscita un incremento en la entropía.

La *cantidad* de energía siempre se conserva durante un proceso real (primera ley), pero la *calidad* está destinada a disminuir (segunda ley). Esta disminución en la calidad siempre está acompañada por un incremento en la entropía. Por ejemplo, considere la transferencia de 10 kJ de energía como calor de un medio caliente a otro frío, al final del proceso aún se tendrán los 10 kJ de energía, pero a una temperatura más baja y, por lo tanto, a una menor calidad.

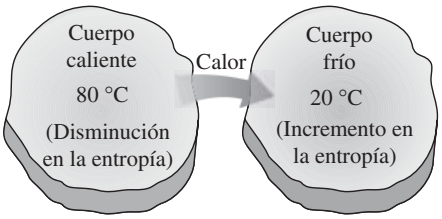


Figura 7-25

Durante un proceso de transferencia de calor, la entropía neta aumenta. (El incremento en la entropía del cuerpo frío sobrecompensa la disminución en la entropía del cuerpo caliente.)

En esencia, el calor es una forma de *energía desorganizada*, y algo de esta desorganización (entropía) fluirá con calor (Fig. 7-25). Como resultado, la entropía y el nivel de desorden molecular o aleatoriedad del cuerpo caliente disminuyen con la entropía mientras que el nivel de desorden molecular del cuerpo frío aumenta. La segunda ley requiere que el incremento en la entropía del cuerpo frío sea mayor que la disminución en la entropía del cuerpo caliente, por lo tanto la entropía neta del sistema combinado (cuerpos frío y caliente) aumenta. Es decir, el sistema combinado se halla en un estado de mayor desorden en el estado final. Se puede concluir entonces que el proceso sólo puede ocurrir en la dirección del aumento de entropía global o desorden molecular. Es decir, el universo entero está volviéndose más caótico todos los días.

La entropía y la generación de entropía en la vida diaria

El concepto de entropía también puede aplicarse en otras áreas, y puede verse como una medida de desorden o desorganización en un sistema. Igualmente, la generación de entropía puede considerarse como una medida de desorden o desorganización generada durante un proceso. En la vida diaria, el concepto de entropía no tiene el uso tan extendido que tiene el de energía, aunque la entropía es aplicable a varios aspectos cotidianos. La extensión de este concepto hacia campos no técnicos no es algo nuevo, ha sido tema de varios artículos e incluso de libros. A continuación se presentan varios eventos del

ámbito de lo ordinario y se muestra su relevancia respecto a los conceptos de entropía y generación de entropía.

Las personas eficientes llevan vidas de baja entropía (es decir, muy organizadas), tienen un lugar para todo (incertidumbre mínima) y emplean la menor energía para localizar algo. Por otro lado, las personas ineficientes llevan vidas de alta entropía: les toma varios minutos (si no es que horas) encontrar algo que necesitan y es probable que creen un desorden más grande mientras buscan, puesto que probablemente dirigirán su búsqueda de una manera desorganizada. Las personas que llevan estilos de vida de alta entropía siempre están apuradas y nunca parecen ponerse al día.

Considere dos edificios idénticos, cada uno con un millón de libros, en el primero los libros se *amontonan* unos encima de otros, mientras que en el segundo todos están muy *organizados*, *clasificados* y *catalogados* para conseguir una referencia fácil: no hay duda sobre cuál preferirá un estudiante. Algunos aún pueden argumentar, desde el punto de vista de la primera ley, que ambos edificios son equivalentes dado que la masa y el conocimiento albergado son idénticos en los dos, a pesar del nivel alto de desorganización (entropía) en el primero. Este ejemplo ilustra que cualquier comparación realista debe involucrar el punto de vista de la segunda ley.

Dos *libros de texto* que parecen ser idénticos porque ambos cubren básicamente los mismos temas y presentan la misma información pueden ser *muy* diferentes dependiendo de *cómo* abordan los temas. Después de todo, dos automóviles aparentemente idénticos no lo son si uno recorre la mitad de la distancia que el otro realiza con la misma cantidad de combustible. Del mismo modo, dos libros aparentemente idénticos no lo son tanto si toma el doble de tiempo aprender un tema en uno respecto al otro. Así, las comparaciones hechas con base en la primera ley pueden estar sumamente equivocadas.

Tener un *ejército* desorganizado (entropía alta) es lo mismo que no tener ninguno. No es coincidencia que en la guerra los centros de mando de cualquier fuerza armada se hallen entre los principales blancos. Un ejército que consiste en 10 divisiones es 10 veces más poderoso que 10 ejércitos conformados por una sola división cada uno. Un país que consiste en 10 estados es más poderoso que 10 países, cada uno constituido por un solo estado. *Estados Unidos* no sería una potencia si estuviera formado por 50 países independientes en lugar de un solo país con 50 estados, de ahí que la Unión Europea tenga el potencial para ser una nueva superpotencia económica y política. El viejo cliché "divide y vencerás" puede ser parafraseado como "aumenta la entropía y vencerás".

Sabemos que la fricción mecánica siempre está acompañada por la generación de entropía, por lo tanto el desempeño se reduce. Esto se puede hacer extensivo para la vida cotidiana: la *fricción en el lugar de trabajo*, con los compañeros, genera entropía y por lo tanto afecta en forma adversa el desempeño laboral (Fig. 7-26), lo que resulta en una productividad reducida.

También sabemos que la *expansión libre* (o explosión) y el intercambio desordenado de electrones (reacciones químicas) generan entropía y que son muy irreversibles. Igualmente, hablar sin ninguna restricción para esparcir palabras de enojo es altamente irreversible porque genera entropía y puede causar daño considerable. Además, alguien que se instala en el enojo está muy cerca de sufrir una pérdida. Quizás algún día sea posible proponer algunos procedimientos para cuantificar la entropía generada durante las actividades no técnicas e incluso puntualizar sus fuentes primarias y su magnitud.

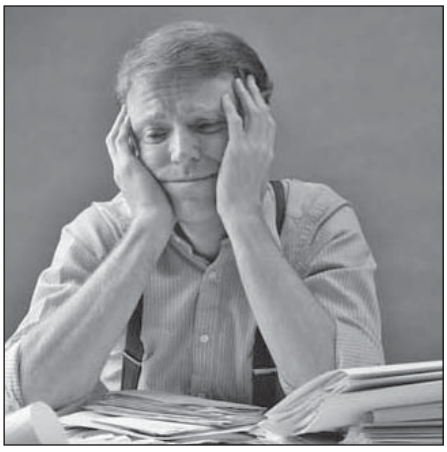


Figura 7-26

Como en los sistemas mecánicos, la fricción en el lugar de trabajo está ligada a la generación de entropía y la reducción del desempeño.

© *PhotoLink/Getty Images RF*

7-7 ▪ Las relaciones *T ds*

La cantidad $(\delta Q/T)_{\text{int rev}}$ corresponde a un cambio diferencial en la propiedad *entropía.* Entonces, el cambio de entropía para un proceso puede evaluarse integrando $\delta Q/T$ a lo largo de alguna trayectoria imaginaria internamente reversible entre los estados extremos reales. Para los procesos isotérmicos internamente reversibles, esta integración es directa, pero cuando la temperatura varía durante el proceso, se necesita una relación entre δQ y T para llevar a cabo esta integración. Encontrar tales relaciones es el objetivo de esta sección.

La forma diferencial de la ecuación de conservación de la energía para un sistema cerrado (una masa fija) y que contiene una sustancia simple compresible, puede expresarse para un proceso internamente reversible como

$$\delta Q_{\text{int rev}} - \delta W_{\text{int rev,salida}} = dU \tag{7-21}$$

Pero

$$\delta Q_{\text{int rev}} = T\,dS$$
$$\delta W_{\text{int rev, salida}} = P\,dV$$

Por lo tanto,

$$T\,dS = dU + P\,dV \qquad (\text{kJ}) \tag{7-22}$$

o

$$T\,ds = du + P\,dv \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{7-23}$$

Esta ecuación es conocida como la primera *ecuación T ds*, o de *Gibbs*. Observe que el único tipo de interacción de trabajo que un sistema simple compresible puede involucrar cuando es sometido a un proceso internamente reversible es el trabajo de frontera.

La segunda ecuación *T ds* se obtiene al eliminar *du* de la ecuación 7-23 usando la definición de entalpía ($h = u + Pv$):

$$\left.\begin{array}{lcl} h = u + Pv & \longrightarrow & dh = du + P\,dv + v\,dP \\ \text{(Ec. 7-23)} & \longrightarrow & T\,ds = du + P\,dv \end{array}\right\} T\,ds = dh - v\,dP \tag{7-24}$$

Las ecuaciones 7-23 y 7-24 son sumamente valiosas porque relacionan cambios de entropía de un sistema con cambios en otras propiedades, y a diferencia de la ecuación 7-4, son relaciones de propiedades y por consiguiente son independientes respecto al tipo de procesos.

Estas relaciones *T ds* se desarrollan analizando un proceso internamente reversible, ya que el cambio de entropía entre dos estados debe evaluarse a lo largo de una trayectoria reversible. Sin embargo, los resultados obtenidos son válidos tanto para los procesos reversibles como irreversibles porque la entropía es una propiedad y el cambio en una propiedad entre dos estados es independiente del tipo de proceso que el sistema experimenta. Las ecuaciones 7-23 y 7-24 corresponden a las relaciones entre las propiedades por unidad de masa de un sistema simple compresible cuando experimenta un cambio de estado, y son aplicables si el cambio ocurre en un sistema cerrado o abierto (Fig. 7-27).

Las relaciones explícitas para cambios diferenciales en la entropía se obtienen al resolver para *ds* las ecuaciones 7-23 y 7-24:

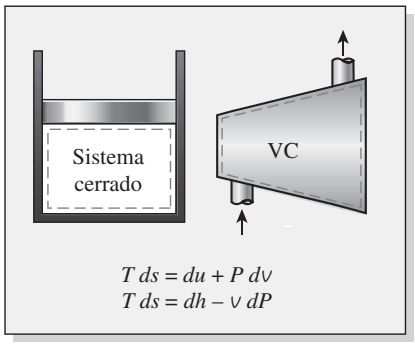


Figura 7-27

Las relaciones *T ds* son válidas tanto para los procesos reversibles e irreversibles como para los sistemas cerrados y abiertos.

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P\,dv}{T} \tag{7-25}$$

y

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v\,dP}{T} \tag{7-26}$$

El cambio de entropía durante un proceso puede determinarse al integrar ambas ecuaciones entre los estados inicial y final. Sin embargo, para realizar estas integraciones debemos conocer la relación entre du o dh y la temperatura (como $du = c_v\,dT$ y $dh = c_p\,dT$ para gases ideales), así como la ecuación de estado para la sustancia (como la ecuación de estado de gases ideales $Pv = RT$). Para sustancias en las que existen tales relaciones, la integración de la ecuación 7-25 o 7-26 es directa. Para otras sustancias, tenemos que confiar en los datos tabulados.

Las relaciones $T\,ds$ para sistemas no simples, es decir, sistemas que incluyen más de un modo de trabajo en cuasiequilibrio, pueden obtenerse de forma similar incluyendo todos los modos de trabajo en cuasiequilibrio pertinentes.

7-8 ▪ Cambio de entropía de líquidos y sólidos

Recuerde que líquidos y sólidos pueden aproximarse como *sustancias incompresibles* dado que sus volúmenes específicos permanecen casi constantes durante un proceso. Por lo tanto, $dv \cong 0$ para líquidos y sólidos, y para este caso la ecuación 7-25 se reduce a

$$ds = \frac{du}{T} = \frac{c\,dT}{T} \tag{7-27}$$

ya que $c_p = c_v = c$ y $du = c\,dT$ para sustancias incompresibles. Entonces el cambio de entropía durante un proceso es determinado por integración como

$$\textit{Líquidos, sólidos:}\quad s_2 - s_1 = \int_1^2 c(T)\,\frac{dT}{T} \cong c_{\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \tag{7-28}$$

donde c_{prom} es el calor específico *promedio* de la sustancia a lo largo de un intervalo de temperatura dado. Observe que el cambio de entropía de una sustancia verdaderamente incompresible sólo depende de la temperatura y es independiente de la presión.

La ecuación 7-28 puede usarse para determinar con exactitud razonable los cambios de entropía de sólidos y líquidos. Sin embargo, para líquidos que se expanden considerablemente con la temperatura, puede ser necesario tomar en cuenta los efectos de cambio de volumen en los cálculos. Éste es el caso sobre todo cuando el cambio de temperatura es grande.

Una relación para procesos isentrópicos de líquidos y sólidos se obtiene igualando la relación del cambio de entropía a cero, lo que da

$$\textit{Isentrópico:}\qquad s_2 - s_1 = c_{\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} = 0 \quad \rightarrow \quad T_2 = T_1 \tag{7-29}$$

Es decir, la temperatura de una sustancia verdaderamente incompresible permanece constante durante un proceso isentrópico. Por consiguiente, el proceso isentrópico de una sustancia incompresible es también isotérmico. Este comportamiento se acerca mucho a líquidos y sólidos.

EJEMPLO 7-7 Efecto de la densidad de un líquido sobre la entropía

El metano líquido normalmente se usa en varias aplicaciones criogénicas. La temperatura crítica del metano es 191 K (o −82 °C), por lo que debe conservarse abajo de 191 K para mantenerlo en la fase líquida. En la tabla 7-1 se presentan las propiedades del metano líquido a varias temperaturas y presiones. Determine el cambio de entropía del metano líquido cuando se somete a un proceso desde 110 K y 1 MPa hasta 120 K y 5 MPa: *a*) usando las propiedades tabuladas y *b*) considerando al metano líquido como una sustancia incompresible. ¿Cuál es el error introducido en el último caso?

Solución El metano líquido es sometido a un proceso entre dos estados especificados. Se determinará el cambio de entropía del metano usando los datos reales y suponiendo que el metano es incompresible.

Análisis *a*) Si se toma una unidad de masa de metano líquido (Fig. 7-28), las propiedades de éste en los estados inicial y final son

$$\textit{Estado 1:}\quad \left.\begin{matrix} P_1 = 1\ \text{MPa} \\ T_1 = 110\ \text{K} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} s_1 = 4.875\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \\ c_{p1} = 3.471\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \end{matrix}$$

$$\textit{Estado 2:}\quad \left.\begin{matrix} P_2 = 5\ \text{MPa} \\ T_2 = 120\ \text{K} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} s_2 = 5.145\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \\ c_{p2} = 3.486\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \end{matrix}$$

Por consiguiente,

$$\Delta s = s_2 - s_1 = 5.145 - 4.875 = \mathbf{0.270\ kJ/kg \cdot K}$$

b) Si se considera al metano líquido como una sustancia incompresible, su cambio de entropía está determinado por

$$\Delta s = c_{\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} = (3.4785\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{120\ \text{K}}{110\ \text{K}} = \mathbf{0.303\ kJ/kg \cdot K}$$

ya que

$$c_{\text{prom}} = \frac{c_{p1} + c_{p2}}{2} = \frac{3.471 + 3.486}{2} = 3.4785\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$$

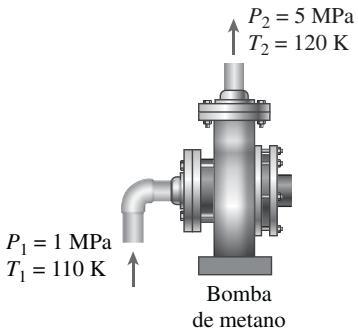


Figura 7-28
Esquema para el ejemplo 7-7.

Tabla 7-1

Propiedades del metano líquido

Temp., T, K	Presión P, MPa	Densidad ρ, kg/m^3	Entalpía h, kJ/kg	Entropía s, kJ/kg · K	Calor específico, c_p, kJ/kg · K
110	0.5	425.3	208.3	4.878	3.476
	1.0	425.8	209.0	4.875	3.471
	2.0	426.6	210.5	4.867	3.460
	5.0	429.1	215.0	4.844	3.432
120	0.5	410.4	243.4	5.185	3.551
	1.0	411.0	244.1	5.180	3.543
	2.0	412.0	245.4	5.171	3.528
	5.0	415.2	249.6	5.145	3.486

Por lo tanto, el error involucrado al considerar al metano líquido como una sustancia incompresible es

$$\text{Error} = \frac{|\Delta s_{\text{real}} - \Delta s_{\text{ideal}}|}{\Delta s_{\text{real}}} = \frac{|0.270 - 0.303|}{0.270} = \mathbf{0.122\ (o\ 12.2\%)}$$

Comentario Este resultado no sorprende porque la densidad del metano líquido cambia durante este proceso de 425.8 a 415.2 kg/m^3 (aproximadamente 3 por ciento), lo cual nos hace cuestionar la validez de la suposición del metano como sustancia incompresible; sin embargo, esta suposición aún nos permite obtener resultados bastante exactos con menor esfuerzo, lo cual demuestra ser muy conveniente en ausencia de datos para líquidos compresibles.

EJEMPLO 7-8 Ahorro al reemplazar una válvula por una turbina

Una instalación industrial criogénica maneja metano líquido a 115 K y 5 MPa, a una tasa de 0.280 m^3/s. Un proceso requiere reducir la presión del metano líquido a 1 MPa lo cual se consigue estrangulando el metano líquido al pasarlo a través de un obstáculo al flujo, como una válvula. Un ingeniero recientemente contratado propone reemplazar esta válvula por una turbina para producir potencia mientras se reduce la presión a 1 MPa. Usando los datos de la tabla 7-1, determine la cantidad máxima de potencia que este dispositivo puede producir, así como el ahorro que proporcionará su instalación en los costos anuales por uso de electricidad, si la turbina opera continuamente (8 760 h/año) y la instalación paga $0.075/kWh por electricidad.

Solución El metano líquido se expande en una turbina a una presión y una tasa especificadas. Se determinará la potencia máxima que esta turbina produce y la cantidad de dinero que puede ahorrar por año.

Suposiciones **1** Esto es un proceso de flujo estacionario, por lo tanto no hay cambio con el tiempo en cualquier punto, entonces $\Delta m_{VC} = 0$, $\Delta E_{VC} = 0$ y $\Delta S_{VC} = 0$. **2** La turbina es adiabática, por lo tanto no hay transferencia de calor. **3** El proceso es reversible. **4** Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se toma la *turbina* como el sistema (Fig. 7-29), el cual corresponde a un *volumen de control* porque la masa cruza las fronteras del sistema durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$.

Las suposiciones anteriores son razonables dado que una turbina está normalmente bien aislada y no debe involucrar irreversibilidades para un mejor desempeño con lo que se consigue la *máxima* potencia. Por consiguiente, el proceso a través de la turbina debe ser *adiabático reversible* o *isentrópico*. Entonces, $s_2 = s_1$ y

Estado 1:
$$\left.\begin{matrix} P_1 = 5\ \text{MPa} \\ T_1 = 115\ \text{K} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_1 = 232.3\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 4.9945\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \\ \rho_1 = 422.15\ \text{kg/s} \end{matrix}$$

Estado 2:
$$\left.\begin{matrix} P_2 = 1\ \text{MPa} \\ s_2 = s_1 \end{matrix}\right\} \quad h_2 = 222.8\ \text{kJ/kg}$$

También, el flujo másico de metano líquido es

$$\dot{m} = \rho_1 \dot{V}_1 = (422.15\ \text{kg/m}^3)(0.280\ \text{m}^3/\text{s}) = 118.2\ \text{kg/s}$$

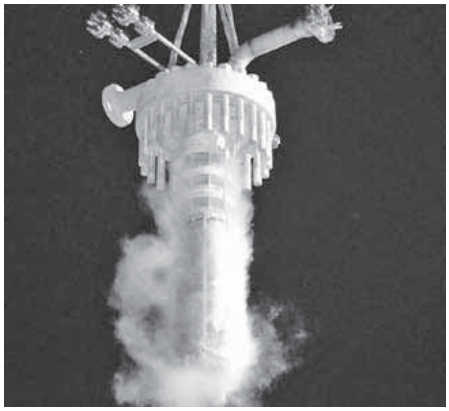


Figura 7-29
Turbina de gas natural licuado (GNL) después de ser removida de un tanque de GNL.

Cortesía de Ebara International Corp., Cryodynamics Division, Sparks, Nevada

Entonces la producción de potencia de la turbina se determina a partir del balance de energía en forma de tasa,

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de energía}\\ \text{mediante calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \overset{\text{(estable)}}{=} 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}h_1 = \dot{W}_{\text{salida}} + \dot{m}h_2 \quad (\text{puesto que } \dot{Q} = 0,\ \text{ec} \cong \text{ep} \cong 0)$$

$$\dot{W}_{\text{salida}} = \dot{m}(h_1 - h_2)$$

$$= (118.2\ \text{kg/s})(232.3 - 222.8)\ \text{kJ/kg}$$

$$= \mathbf{1\ 123\ kW}$$

Para funcionamiento continuo (365 × 24 = 8 760 h), la cantidad de potencia producida por año es

$$\text{Producción anual de potencia} = \dot{W}_{\text{salida}} \times \Delta t = (1\ 123\ \text{kW})(8\ 760\ \text{h/año})$$

$$= 0.9837 \times 10^7\ \text{kWh/año}$$

A $0.075/kWh, la cantidad de dinero que esta turbina ahorrará a la instalación es

$$\text{Ahorro anual de potencia} = (\text{producción anual de potencia})(\text{costo unitario de potencia})$$

$$= (0.9837 \times 10^7\ \text{kWh/año})(\$0.075/\text{kWh})$$

$$= \mathbf{\$737\ 800/año}$$

Es decir, esta turbina ahorra anualmente a la instalación $737 800 con sólo aprovechar el potencial que se gasta actualmente debido a la válvula de estrangulación, de hecho el ingeniero que hizo esta observación debe ser premiado.

Comentario Este ejemplo muestra la importancia de la propiedad de entropía, porque permite cuantificar el potencial de trabajo que está desaprovechándose. En la práctica, la turbina no será isentrópica y por lo tanto el potencial producido será menor; lo que el análisis anterior arrojó fue el límite superior, pero un ensamble de turbina-generador real utiliza aproximadamente 80 por ciento del potencial y produce más de 900 kW de potencia mientras ahorra a la instalación más de $600 000 por año.

También puede mostrarse que la temperatura del metano caerá a 113.9 K (una caída de 1.1 K) durante el proceso de expansión isentrópica en la turbina, en lugar de permanecer constante en 115 K como ocurriría si se supusiera que el metano es una sustancia incompresible. La temperatura del metano subiría a 116.6 K (un aumento de 1.6 K) durante el proceso de estrangulación.

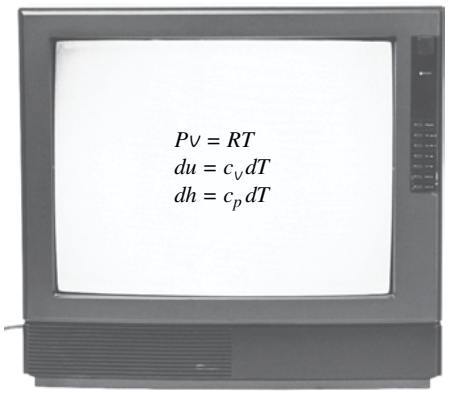


Figura 7-30
Una transmisión desde el canal GI.
© *Photodisc/Getty Images RF*

7-9 ▪ Cambio de entropía de gases ideales

Una fórmula para el cambio de entropía de un gas ideal se obtiene de la ecuación 7-25 o 7-26, empleando las relaciones de propiedad para los gases ideales (Fig. 7-30). Sustituyendo $du = c_v\,dT$ y $P = RT/v$ en la ecuación 7-25, el cambio diferencial de entropía de un gas ideal se vuelve

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R\frac{dv}{v} \qquad \textbf{(7-30)}$$

El cambio de entropía para un proceso se obtiene integrando esta relación entre los estados extremos:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_v(T)\frac{dT}{T} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \tag{7-31}$$

Una segunda relación para el cambio de entropía de un gas ideal se obtiene de manera similar a la anterior, sustituyendo $dh = c_p\, dT$ y $v = RT/P$ en la ecuación 7-26 e integrando. El resultado es

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p(T)\,\frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \tag{7-32}$$

Con excepción de los monoatómicos, los calores específicos de los gases ideales dependen de la temperatura, y las integrales en las ecuaciones 7-31 y 7-32 no pueden resolverse a menos que se conozca la dependencia de c_v y c_p respecto a la temperatura. Incluso cuando se tienen las funciones $c_v(T)$ y $c_p(T)$ no es práctico realizar largas integraciones cada vez que se calcula el cambio de entropía. Por lo tanto se dispone de dos opciones razonables: realizar estas integraciones suponiendo simplemente los calores específicos constantes o evaluarlas una vez y tabular los resultados. Ambos enfoques se presentan a continuación.

Calores específicos constantes (análisis aproximado)

Suponer los calores específicos constantes para los gases ideales es una forma común de aproximación que ya se ha usado antes en este libro en varias ocasiones. Esta forma normalmente simplifica el análisis, pero el precio que pagamos por emplearla es alguna pérdida de exactitud. La magnitud de error introducida por esta suposición depende de la situación, por ejemplo: para los gases monoatómicos ideales como el helio, los calores específicos son independientes de la temperatura y por consiguiente suponer el calor constante específico no provoca error; mientras que para gases ideales cuyos calores específicos varían casi linealmente en el intervalo en que se hallan las temperaturas de interés, el error posible se minimiza usando los valores de calores específicos evaluados a temperatura promedio (Fig. 7-31). Los resultados normalmente obtenidos con este tipo de aproximación son lo suficientemente exactos si el intervalo de temperatura no es mayor que unos cientos de grados.

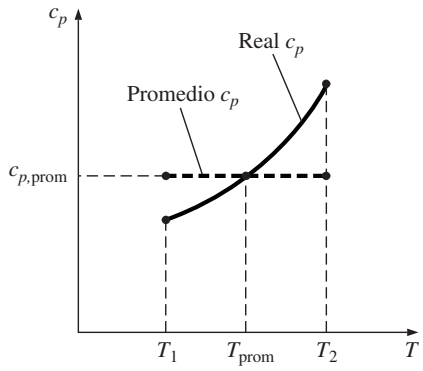


Figura 7-31
Bajo la suposición de calor específico constante se supone que el calor específico es constante en algún valor promedio.

Las relaciones de cambio de entropía para los gases ideales bajo la suposición de calor específico constante se obtiene fácilmente al reemplazar $c_v(T)$ y $c_p(T)$ en las ecuaciones 7-31 y 7-32 por el $c_{v,\text{prom}}$ y $c_{p,\text{prom}}$ respectivamente, y al realizar las integraciones. Así, se obtiene

$$s_2 - s_1 = c_{v,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \tag{7-33}$$

y

$$s_2 - s_1 = c_{p,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \tag{7-34}$$

Los cambios de entropía también pueden expresarse por unidad de mol, al multiplicar estas relaciones por la masa molar:

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{c}_{v,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R_u \ln \frac{v_2}{v_1} \qquad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \tag{7-35}$$

y

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{c}_{p,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \tag{7-36}$$

Calores específicos variables (análisis exacto)

Durante un proceso, cuando el cambio de temperatura es grande y los calores específicos del gas ideal no varían linealmente dentro del intervalo de temperatura, la suposición de calores específicos constantes puede llevar a errores considerables al calcular el cambio de entropía. En estos casos, la variación de los calores específicos a causa de la temperatura debe considerarse adecuadamente y utilizar las relaciones exactas para estos calores como una función de temperatura. El cambio de entropía durante un proceso se determina entonces al sustituir las relaciones $c_v(T)$ o $c_p(T)$ en la ecuación 7-31 o 7-32 y después llevar a cabo las integraciones.

En lugar de resolver estas laboriosas integrales cada vez que tenemos un nuevo proceso, es conveniente realizarlas una vez y tabular los resultados. Para esto, se elige el cero absoluto como la temperatura de referencia y se define una función s° como

$$s^\circ = \int_0^T c_p(T) \frac{dT}{T} \tag{7-37}$$

Obviamente, s° es una función sólo de la temperatura y su valor es cero en la temperatura absoluta cero. Los valores de s° están calculados para varias temperaturas y se encuentran tabulados en el apéndice como una función de temperatura para el aire. Dada esta definición, la integral en la ecuación 7-32 se vuelve

$$\int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} = s_2^\circ - s_1^\circ \tag{7-38}$$

donde s_2° es el valor de s° en T_2 y s_1° es el valor en T_1. Así,

$$s_2 - s_1 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \tag{7-39}$$

Lo que también puede expresarse por unidad de mol como

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{s}_2^\circ - \bar{s}_1^\circ - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \tag{7-40}$$

A diferencia de la energía interna y la entalpía, la entropía de un gas ideal varía con el volumen específico, la presión o la temperatura. Por lo tanto, la entropía no puede tabularse exclusivamente como una función de temperatura. Los valores de s° en las tablas toman en cuenta la dependencia de la temperatura que tiene entropía (Fig. 7-32). La variación de entropía con la presión se considera en el último término de la ecuación 7-39. Es posible desarrollar otra relación para el cambio de entropía a partir de la ecuación 7-31, pero esto requeriría de la definición de otra función y de la tabulación de sus valores, lo cual no es práctico.

T, K	s°, kJ/kg • K
⋮	⋮
300	1.70203
310	1.73498
320	1.76690
⋮	⋮

(Tabla A-17)

Figura 7-32

La entropía de un gas ideal depende de T y P. La función s° representa sólo la parte de entropía dependiente de la temperatura.

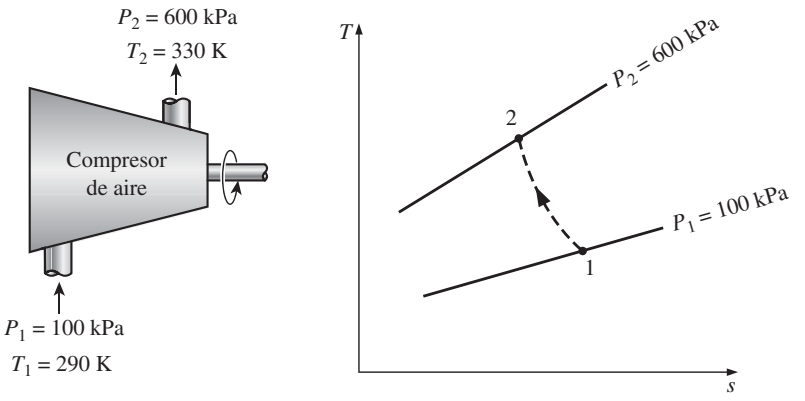


Figura 7-33

Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-9.

EJEMPLO 7-9 Cambio de entropía de un gas ideal

Se comprime aire de un estado inicial de 100 kPa y 17 °C, hasta otro final de 600 kPa y 57 °C. Determine el cambio de entropía del aire durante este proceso de compresión usando *a*) los valores de propiedades de la tabla del aire y *b*) los calores específicos promedio.

Solución Se comprime aire entre dos estados especificados. Se determinará el cambio de entropía del aire usando los valores tabulados de las propiedades y los calores específicos promedio.

Suposiciones El aire es un gas ideal porque se halla a una temperatura alta y a baja presión respecto a sus valores de punto crítico. Por lo tanto, son aplicables las relaciones de cambio de entropía desarrolladas bajo la suposición de gas ideal.

Análisis En la figura 7-33 se ofrece un esquema del sistema así como un diagrama *T-s* para el proceso. Ahí se observa que los estados inicial y final del aire están completamente especificados.

a) Las propiedades del aire se toman de la tabla para el aire (tabla A-17), de la que se leen los valores de s° a las temperaturas dadas y al sustituir se obtiene

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= [(1.79783 - 1.66802)\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}] - (0.287\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{600\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}} \\ &= \mathbf{-0.3844\ kJ/kg \cdot K} \end{aligned}$$

b) También es posible determinar de modo aproximado el cambio de entropía del aire durante este proceso, a partir de la ecuación 7-34, al usar un valor de c_p a la temperatura promedio de 37 °C (tabla A-2*b*) y manejándolo como una constante:

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= c_{p,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= (1.006\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{330\ \text{K}}{290\ \text{K}} - (0.287\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{600\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}} \\ &= \mathbf{-0.3842\ kJ/kg \cdot K} \end{aligned}$$

Comentario Los dos resultados anteriores son casi idénticos, ya que el cambio en la temperatura durante el proceso es relativamente pequeño (Fig. 7-34); sin embargo, cuando este cambio es grande, pueden diferir significativamente. Para este último caso, debe usarse la ecuación 7-39 en lugar de la 7-34, porque aquélla considera la variación de calores específicos debido a la temperatura.

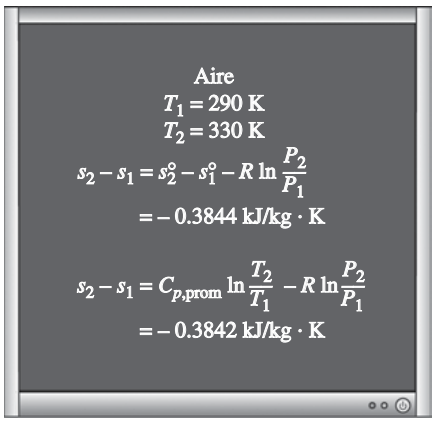


Figura 7-34

Para pequeñas diferencias de temperatura, las relaciones exactas y aproximadas para los cambios de entropía de gases ideales dan resultados casi idénticos.

Procesos isentrópicos de gases ideales

Es posible obtener varias relaciones para los procesos isentrópicos de gases ideales al igualar a cero las relaciones del cambio de entropía desarrolladas previamente. Nuevamente, esto se hace primero para el caso de los calores específicos constantes y después para el de los específicos variables.

Calores específicos constantes (análisis aproximado)

Cuando la suposición de calores específicos constantes es válida, las relaciones isentrópicas para los gases ideales se obtienen al igualar a cero las ecuaciones 7-33 y 7-34. De la 7-33,

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = -\frac{R}{c_v} \ln \frac{v_2}{v_1}$$

la cual puede reestructurarse como

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \ln \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{R/c_v} \tag{7-41}$$

o

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \qquad \text{(gas ideal)} \tag{7-42}$$

como $R = c_p - c_v$, $k = c_p/c_v$, entonces $R/c_v = k - 1$.

La ecuación 7-42 es la *primera relación isentrópica* para los gases ideales bajo la suposición de calores específicos constantes. La *segunda relación isentrópica* se obtiene de forma similar a partir de la ecuación 7-34, lo cual da como resultado:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} \qquad \text{(gas ideal)} \tag{7-43}$$

La *tercera relación isentrópica* se obtiene al sustituir la ecuación 7-43 en la 7-42 y simplificar:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k} \qquad \text{(gas ideal)} \tag{7-44}$$

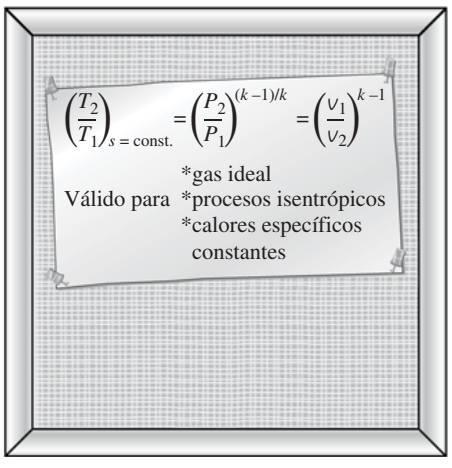


Figura 7-35

Las relaciones isentrópicas de gases ideales sólo son válidas para los procesos isentrópicos de gases ideales.

También es posible expresar en forma compacta de la ecuación 7-42 a la 7-44

$$Tv^{k-1} = \text{constante} \tag{7-45}$$

$$TP^{(1-k)/k} = \text{constante} \qquad \text{(gas ideal)} \tag{7-46}$$

$$Pv^{k} = \text{constante} \tag{7-47}$$

Generalmente la relación de calores específicos k varía con la temperatura, por lo que debe usarse un valor promedio k para el intervalo de temperaturas dado.

Observe que las anteriores relaciones isentrópicas de gas ideal, como su nombre lo implica, sólo son estrictamente válidas para los procesos isentrópicos cuando la suposición de calores específicos constantes es apropiada (Fig. 7-35).

Calores específicos variables (análisis exacto)

Cuando la suposición de calores específicos constantes no es adecuada, las relaciones isentrópicas desarrolladas previamente dan resultados que no son suficientemente exactos. En casos así es necesario usar una relación isentrópica obtenida de la ecuación 7-39, que toma en cuenta la variación de calores específicos a causa de la temperatura. Al igualar la ecuación a cero se obtiene

$$0 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

o

$$s_2^\circ = s_1^\circ + R \ln \frac{P_2}{P_1} \tag{7-48}$$

donde s_2° es el valor s° al final del proceso isentrópico.

Presión relativa y volumen específico relativo

La ecuación 7-48 proporciona una manera exacta de evaluar cambios de propiedades de gases ideales durante los procesos isentrópicos, ya que toma en cuenta la variación de calores específicos debido a la temperatura. Sin embargo, involucra iteraciones tediosas cuando la razón de volúmenes se da en lugar de la de presiones. Ésta es una molestia real en los estudios de optimización porque normalmente requiere numerosos cálculos repetitivos. Para remediar esta deficiencia, se definen dos nuevas cantidades adimensionales asociadas con los procesos isentrópicos.

La primera definición se basa en la ecuación 7-48, la cual puede reestructurarse como

$$\frac{P_2}{P_1} = \exp \frac{s_2^\circ - s_1^\circ}{R}$$

o

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\exp(s_2^\circ/R)}{\exp(s_1^\circ/R)}$$

La cantidad $\exp(s^\circ/R)$ se define como la **presión relativa** P_r, definición con la que la última relación se vuelve

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const.}} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \tag{7-49}$$

Observe que la presión relativa P_r es una cantidad *adimensional* la cual es una función sólo de la temperatura porque s° depende de temperatura únicamente. Por consiguiente, los valores de P_r pueden tabularse contra la temperatura, lo cual se hace para el aire en la tabla A-17. El uso de datos de P_r se ilustra en la figura 7-36.

En ocasiones se tienen las razones de volúmenes específicos en lugar de las de presiones. Esto sucede particularmente cuando se analizan motores de automóviles. En casos así, es necesario trabajar con las razones de volúmenes. Por lo tanto, definimos otra cantidad relacionada a las razones de volúmenes específicos para los procesos isentrópicos, lo que se hace utilizando la relación de gas ideal y la ecuación 7-49:

$$\frac{P_1 v_1}{T_1} = \frac{P_2 v_2}{T_2} \rightarrow \frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_2}{T_1}\frac{P_{r1}}{P_{r2}} = \frac{T_2/P_{r2}}{T_1/P_{r1}}$$

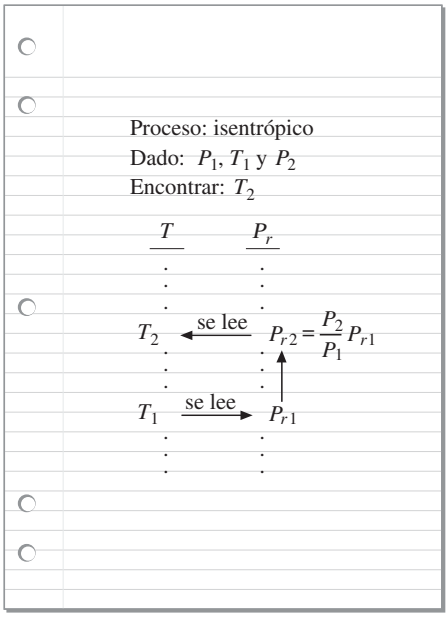


Figura 7-36

El uso de datos de P_r para calcular la temperatura final durante un proceso isentrópico.

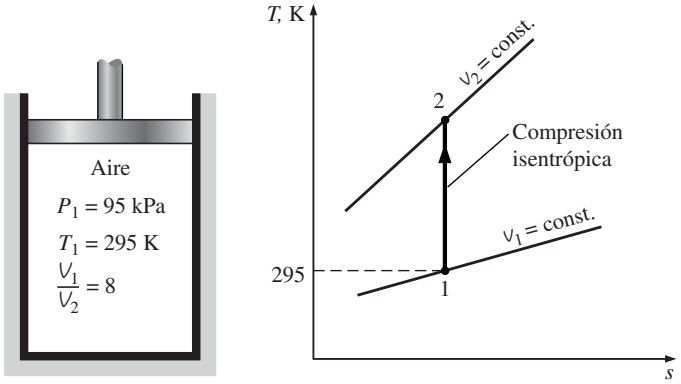


Figura 7-37
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-10.

La cantidad, T/P_r es una función sólo de la temperatura y se define como el **volumen específico relativo** v_r. Por lo tanto,

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)_{s=\text{const.}} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}} \tag{7-50}$$

Las ecuaciones 7-49 y 7-50 sólo son estrictamente válidas para los procesos isentrópicos de gases ideales, y toman en cuenta la variación de los calores específicos causada por la temperatura, por consiguiente ofrecen resultados más exactos que las ecuaciones que van de la 7-42 a la 7-47. En la tabla A-17 los valores de P_r y v_r se listan para el aire.

EJEMPLO 7-10 Compresión isentrópica del aire en el motor de un automóvil

Se comprime aire en el motor de un automóvil a 22 °C y 95 kPa de una manera reversible y adiabática. Si la razón de compresión V_1/V_2 del motor es 8, determine la temperatura final del aire.

Solución Se comprime aire isentrópicamente en un motor de automóvil. Se determinará la temperatura final del aire a partir de una razón de compresión dada.

Suposición En las condiciones especificadas, puede considerarse al aire como un gas ideal. Por lo tanto, son aplicables las relaciones isentrópicas para gases ideales.

Análisis En la figura 7-37 se ofrece un esquema del sistema, así como el diagrama *T-s* para el proceso.

Este proceso es fácilmente reconocible como isentrópico porque es reversible y adiabático. La temperatura final de este proceso isentrópico puede determinarse a partir de la ecuación 7-50, con la ayuda de los datos para volumen específico relativo (tabla A-17), como se ilustra en la figura 7-38.

Para los sistemas cerrados: $\dfrac{V_2}{V_1} = \dfrac{v_2}{v_1}$

Con $T_1 = 295$ K: $v_{r1} = 647.9$

De la ecuación 7-50: $v_{r2} = v_{r1}\left(\dfrac{v_2}{v_1}\right) = (647.9)\left(\dfrac{1}{8}\right) = 80.99 \rightarrow T_2 = \mathbf{662.7\ K}$

Por consiguiente, durante este proceso la temperatura del aire aumentará 367.7 °C.

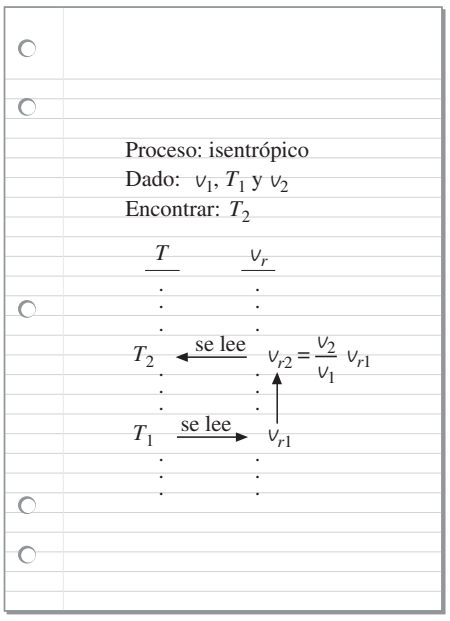


Figura 7-38
Uso de los datos v_r para calcular la temperatura final durante un proceso isentrópico (ejemplo 7-10).

Solución alternativa La temperatura final también podría determinarse de la ecuación 7-42 si se suponen los calores específicos constantes para el aire:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$$

La relación de calores específicos k también varía con la temperatura y es necesario usar el valor de k que corresponde a la temperatura promedio. Sin embargo, la temperatura final no se conoce, por lo tanto no es posible determinar la temperatura promedio por adelantado. En estos casos puede empezarse a calcular con un valor inicial de k o de la temperatura promedio pronosticada, el cual podría mejorarse posteriormente, incluso repitiendo los cálculos si es necesario. Se sabe que la temperatura del aire aumentará considerablemente durante este proceso adiabático de compresión, entonces se *supone* la temperatura promedio de 450 K, aproximadamente. El valor de k a esta temperatura promedio pronosticada se determina como 1.391, de la tabla A-2*b*). Entonces la temperatura final del aire será

$$T_2 = (295\ \text{K})(8)^{1.391-1} = 665.2\ \text{K}$$

Esto da un valor de temperatura promedio de 480.1 K, que es suficientemente cercano al valor supuesto de 450 K. Por lo tanto no es necesario repetir los cálculos con el valor k a esta temperatura promedio.

El resultado que se obtiene al asumir calores específicos constantes para este caso presenta un error aproximadamente de 0.4 por ciento, lo cual es bastante bajo. Esto no sorprende porque el cambio de temperatura del aire es relativamente pequeño (sólo unos cientos de grados) y los calores específicos del aire varían casi linealmente con la temperatura en este intervalo de temperaturas.

EJEMPLO 7-11 Compresión isentrópica de un gas ideal

Se comprime gas helio mediante un compresor adiabático desde un estado inicial de 14 psia y 50 °F hasta una temperatura final de 320 °F en forma reversible. Determine la presión de salida del helio.

Solución Se comprime helio isentrópicamente de un estado dado hasta una temperatura especificada. Se determinará la presión de salida del helio.

Suposiciones En las condiciones especificadas, puede tratarse al helio como un gas ideal. Por consiguiente, las relaciones isentrópicas desarrolladas para los gases ideales son aplicables.

Análisis En la figura 7-39 se ofrece un esquema del sistema, así como el diagrama *T-s* para el proceso.

La relación de calores específicos k del helio es 1.667 y es independiente de la temperatura en la región donde se comporta como un gas ideal. Así, la presión final del helio puede determinarse de la ecuación 7-43:

$$P_2 = P_1\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = (14\ \text{psia})\left(\frac{780\ \text{R}}{510\ \text{R}}\right)^{1.667/0.667} = \mathbf{40.5\ psia}$$

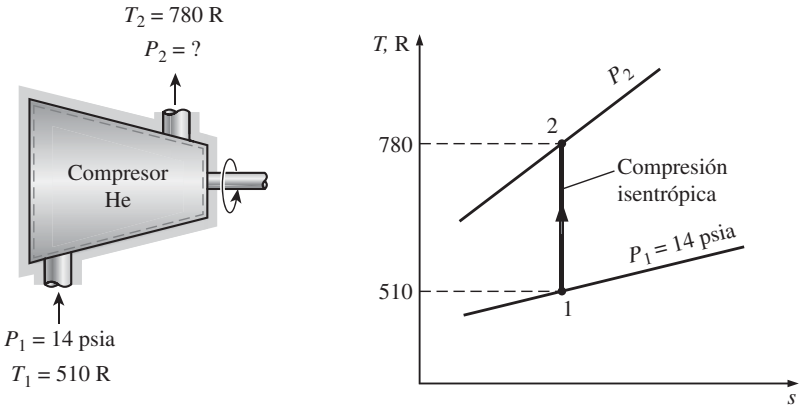


Figura 7-39

Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-11.

7-10 ▪ Trabajo reversible de flujo estacionario

El trabajo realizado durante un proceso depende de la trayectoria que éste siguió, así como de las propiedades de los estados extremos. Recuerde que el trabajo reversible de fronteras móviles (de cuasiequilibrio) asociado con los sistemas cerrados se expresa en términos de las propiedades del fluido como

$$W_b = \int_1^2 P\, dV$$

Se mencionó que las interacciones de trabajo en cuasiequilibrio conducen tanto al trabajo máximo de salida en los dispositivos que lo producen como a la mínima entrada de trabajo en los que lo consumen.

De la misma manera sería muy deseable poder expresar el trabajo asociado con los dispositivos de flujo estacionario en términos de las propiedades del fluido.

Si se toma la dirección positiva de trabajo desde el sistema (el trabajo de salida), el balance de energía para un dispositivo de flujo estacionario que experimenta un proceso internamente reversible puede expresarse en forma diferencial como

$$\delta q_{\text{rev}} - \delta w_{\text{rev}} = dh + d\text{ec} + d\text{ep}$$

Pero $\left.\begin{array}{ll} \delta q_{\text{rev}} = T\, ds & \text{(Ec. 7-16)} \\ T\, ds = dh - v\, dP & \text{(Ec. 7-24)} \end{array}\right\}$ $\delta q_{\text{rev}} = dh - v\, dP$

Al sustituir esto en la relación anterior y al cancelar dh se obtiene

$$-\delta w_{\text{rev}} = v\, dP + d\text{ec} + d\text{ep}$$

E integrando, se tiene

$$w_{\text{rev}} = -\int_1^2 v\, dP - \Delta\text{ec} - \Delta\text{ep} \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{7-51}$$

Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, esta ecuación se reduce a

$$w_{\text{rev}} = -\int_1^2 v\, dP \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{7-52}$$

Las ecuaciones 7-51 y 7-52 son las relaciones para el *trabajo reversible de salida* asociado con un proceso internamente reversible en un dispositivo

de flujo estacionario, y darán un resultado negativo cuando el trabajo se realiza sobre el sistema. Para evitar el signo negativo, la ecuación 7-51 puede escribirse para el trabajo de entrada en dispositivos de flujo estacionario como compresores y bombas, de la siguiente manera

$$w_{\text{rev,entrada}} = \int_1^2 v\, dP + \Delta\text{ec} + \Delta\text{ep} \qquad \textbf{(7-53)}$$

La similitud entre $v\,dP$ en estas relaciones y $P\,dv$ es notoria. Sin embargo, no deben confundirse, puesto que $P\,dv$ se asocia con el trabajo reversible de frontera en los sistemas cerrados (Fig. 7-40).

Obviamente, es necesario conocer v como una función de P para el proceso dado y así poder realizar la integración. Cuando el fluido de trabajo es *incompresible*, el volumen específico v permanece constante durante el proceso y puede obtenerse de la integración. Entonces la ecuación 7-51 se simplifica a

$$w_{\text{rev}} = -v(P_2 - P_1) - \Delta\text{ec} - \Delta\text{ep} \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(7-54)}$$

Para el flujo estacionario de un líquido a través de un dispositivo que no involucra interacciones de trabajo (como una tobera o una sección de tubería), el término trabajo es cero y la ecuación puede expresarse como

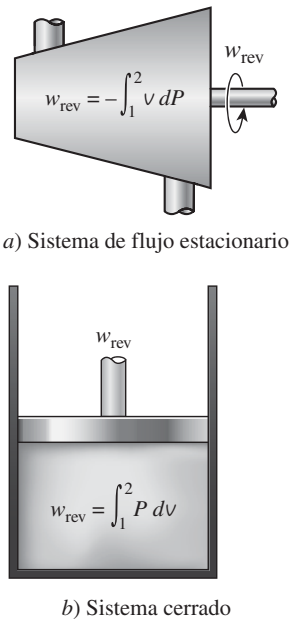
$$v(P_2 - P_1) + \frac{V_2^2 - V_2^2}{2} + g(z_2 - z_1) = 0 \qquad \textbf{(7-55)}$$

la cual es conocida como la **ecuación de Bernoulli** en mecánica de fluidos y que se desarrolla para un proceso internamente reversible, por lo tanto es aplicable a fluidos incompresibles que no incluyen irreversibilidades como fricción u ondas de choque, pero puede ser modificada para incorporar estos efectos.

La ecuación 7-52 tiene grandes alcances en ingeniería en relación con dispositivos que producen o consumen trabajo estacionariamente como turbinas, compresores y bombas. Obviamente, en esta ecuación el trabajo de flujo estacionario reversible está estrechamente asociado con el volumen específico del fluido que pasa a través del dispositivo. *Cuanto más grande es el volumen específico, más grande es el trabajo reversible producido o consumido por el dispositivo de flujo estacionario* (Fig. 7-41). Esta conclusión es igualmente válida para los dispositivos reales de flujo estacionario, por lo que es importante esforzarse para mantener tan pequeño como sea posible el volumen específico de un fluido durante un proceso de compresión para minimizar el trabajo de entrada, y conservarlo tan grande como sea posible durante un proceso de expansión para aumentar al máximo el trabajo de salida.

En centrales de energía de gas o vapor, si despreciamos las pérdidas de presión en varios componentes, el aumento de la presión en la bomba o el compresor es igual al descenso de presión en la turbina. En las de vapor, la bomba maneja líquidos que tiene un volumen específico muy pequeño mientras la turbina maneja vapor cuyo volumen específico es mucho más grande; por consiguiente, el trabajo de salida de la turbina es más grande que el de entrada de la bomba. Ésta es una de las razones del uso tan extendido de centrales de vapor para la generación de energía eléctrica.

Si con la finalidad de "ahorrar" el calor de desecho se comprimiera el vapor que sale de la turbina a la misma presión de la entrada, antes de enfriarlo primero en el condensador, se tendría que proporcionar todo el trabajo producido por la turbina hacia el compresor. En realidad, el trabajo de entrada requerido sería aún mayor que el trabajo de salida de la turbina debido a las irreversibilidades presentes en ambos procesos.



a) Sistema de flujo estacionario

b) Sistema cerrado

Figura 7-40

Relaciones de trabajo reversible para sistemas de flujo estacionario y cerrados.

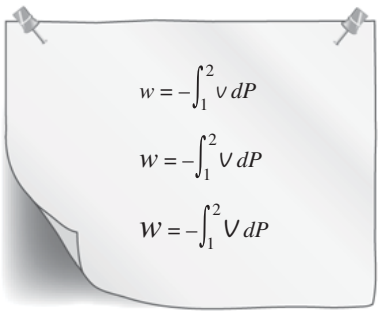


Figura 7-41

Cuanto más grande es el volumen específico, mayor es el trabajo producido (o consumido) por un dispositivo de flujo estacionario.

En las centrales termoeléctricas que operan con gas, el fluido de trabajo (típicamente el aire) se comprime en la fase gaseosa y una porción considerable del trabajo de salida de la turbina es consumida por el compresor. Como resultado, una central de energía de este tipo entrega menos trabajo neto por unidad de masa del fluido de trabajo.

EJEMPLO 7-12 Compresión de una sustancia en fase líquida en comparación con una en estado gaseoso

Determine el trabajo de entrada del compresor requerido para comprimir isentrópicamente vapor de agua de 100 kPa a 1 MPa, suponiendo que el vapor de agua existe como *a*) líquido saturado y *b*) vapor saturado en el estado inicial.

Solución Se comprimirá vapor de agua isentrópicamente de una presión dada a otra especificada. Se determinará el trabajo de entrada para los casos en que el agua es un líquido saturado y vapor saturado a la entrada.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes. **3** El proceso se considera isentrópico.

Análisis Primero se toma como *sistema* a la bomba y después al compresor, ambos son *volúmenes de control* porque la masa cruza sus fronteras. En la figura 7-42 se ofrecen los esquemas de la bomba y el compresor junto con el diagrama *T-s*.

a) En este caso, el vapor de agua es inicialmente un líquido saturado y su volumen específico es

$$v_1 = v_{f\ \text{a}\ 100\ \text{kPa}} = 0.001043\ \text{m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tabla A-5)}$$

que permanece esencialmente constante durante el proceso. Por lo tanto,

$$\begin{aligned} w_{\text{rev,entrada}} &= \int_1^2 v\, dP \cong v_1(P_2 - P_1) \\ &= (0.001043\ \text{m}^3/\text{kg})[(1\,000 - 100)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) \\ &= \mathbf{0.94\ kJ/kg} \end{aligned}$$

b) Ahora, el vapor de agua es inicialmente un vapor saturado y durante todo el proceso de compresión permanece como vapor. Puesto que el volumen específico de un gas cambia considerablemente durante un proceso de este tipo, se necesita saber cómo varía *v* con *P* para resolver la integración en la ecuación 7-53. En general, esta relación no se obtiene fácilmente, pero para un proceso isen-

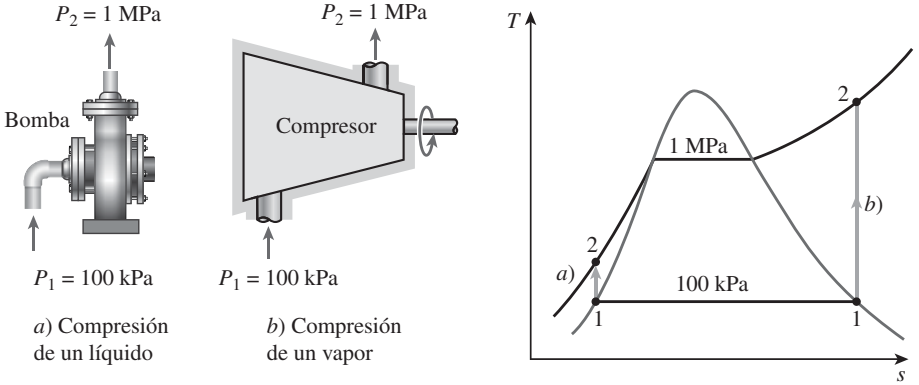


Figura 7-42
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-12.

trópico sí es posible conseguirlo a partir de la segunda relación $T\,ds$, haciendo $ds = 0$:

$$\left.\begin{array}{r} T\,ds = dh - v\,dP \quad \text{(Ec. 7-24)} \\ ds = 0 \quad \text{(proceso isentrópico)} \end{array}\right\} \quad v\,dP = dh$$

Por lo tanto,

$$w_{\text{rev,entrada}} = \int_1^2 v\,dP = \int_1^2 dh = h_2 - h_1$$

También es posible obtener este resultado de la relación de balance de energía para un proceso isentrópico de flujo estacionario. En seguida se determinan las entalpías:

Estado 1: $\left.\begin{array}{r} P_1 = 100 \text{ kPa} \\ \text{(vapor saturado)} \end{array}\right\}$ $\begin{array}{l} h_1 = 2\,675.0 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 7.3589 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$ (Tabla A-5)

Estado 2: $\left.\begin{array}{r} P_2 = 1 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}\right\}$ $h_2 = 3\,194.5 \text{ kJ/kg}$ (Tabla A-6)

Así, $w_{\text{rev,entrada}} = (3\,194.5 - 2\,675.0) \text{ kJ/kg} = \mathbf{519.5 \text{ kJ/kg}}$

Comentario Observe que comprimir el vapor de agua en estado gaseoso requeriría 500 veces más trabajo que comprimirlo en su forma líquida entre los mismos límites de presión.

Demostración que los dispositivos de flujo estacionario entregan el máximo trabajo y consumen el mínimo cuando el proceso es reversible

En el capítulo 6 se mostró que los dispositivos cíclicos (máquinas térmicas, refrigeradores y bombas de calor) entregan el máximo trabajo y consumen el mínimo cuando se usan los procesos reversibles. Ahora se demostrará que éste también es el caso para dispositivos individuales como turbinas y compresores que operan de forma estacionaria.

Considere dos dispositivos de flujo estacionario, uno reversible y otro irreversible, que operan entre los mismos estados de entrada y de salida. Nuevamente, si se toman la transferencia de calor hacia el sistema y el trabajo que éste realiza como cantidades positivas, el balance de energía para cada uno de estos dispositivos puede expresarse de forma diferencial como

Real: $$\delta q_{\text{real}} - \delta w_{\text{real}} = dh + d\text{ec} + d\text{ep}$$

Reversible: $$\delta q_{\text{rev}} - \delta w_{\text{rev}} = dh + d\text{ec} + d\text{ep}$$

Los lados derechos de estas dos ecuaciones son idénticos porque ambos dispositivos operan entre los mismos estados extremos. Por lo tanto,

$$\delta q_{\text{real}} - \delta w_{\text{real}} = \delta q_{\text{rev}} - \delta w_{\text{rev}}$$

o

$$\delta w_{\text{rev}} - \delta w_{\text{real}} = \delta q_{\text{rev}} - \delta q_{\text{real}}$$

Sin embargo,

$$\delta q_{\text{rev}} = T\,ds$$

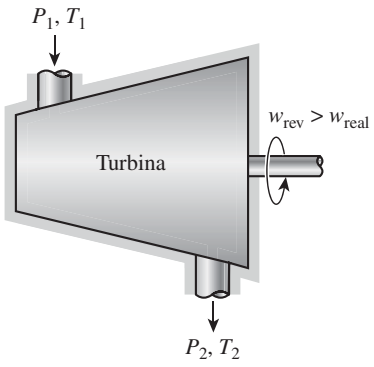


Figura 7-43
Una turbina reversible entrega más trabajo que otra irreversible si ambas operan entre los mismos estados.

Al sustituir esta relación en la ecuación anterior y dividiendo cada término entre T, se obtiene

$$\frac{\delta w_{rev} - \delta w_{real}}{T} = ds - \frac{\delta q_{real}}{T} \geq 0$$

puesto que

$$ds \geq \frac{\delta q_{real}}{T}$$

También, T es la temperatura absoluta que siempre es positiva. Por lo tanto,

$$\partial w_{rev} \geq \partial w_{real}$$

o

$$w_{rev} \geq w_{real}$$

En consecuencia, los dispositivos que producen trabajo como las turbinas (w es positivo) entregan más trabajo, mientras que los que lo consumen como las bombas y compresores (w es negativo) requieren menos trabajo cuando operan reversiblemente (Fig. 7-43).

7-11 ▪ Minimización del trabajo del compresor

Recientemente hemos mostrado que el trabajo de entrada en un compresor se minimiza cuando el proceso de compresión se ejecuta de manera internamente reversible. Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, el trabajo del compresor está dado por (Ec. 7-53)

$$w_{rev,entrada} = \int_1^2 \vee \, dP \qquad \textbf{(7-56)}$$

Obviamente, una forma de minimizar el trabajo del compresor es aproximarlo tanto como sea posible a un proceso internamente reversible, minimizando irreversibilidades como la fricción, la turbulencia y la compresión sin cuasiequilibrio. El grado que esto puede alcanzar está limitado por consideraciones económicas. Una segunda (y más práctica) manera de reducir el trabajo del compresor es mantener el volumen específico del gas tan pequeño como sea posible durante el proceso de compresión, lo cual se hace manteniendo la temperatura del gas tan baja como sea posible durante la compresión, ya que el volumen específico de un gas es proporcional a la temperatura. Por consiguiente, reducir el trabajo de entrada en un compresor requiere que el gas se enfríe cuando se comprime.

Para una mejor interpretación del efecto de enfriamiento durante el proceso de compresión se compara el trabajo de entrada requerido para tres tipos de procesos: uno *isentrópico* (no implica enfriamiento), otro *politrópico* (incluye un poco de enfriamiento) y uno más *isotérmico* (incluye máximo enfriamiento). Suponiendo que todos los procesos se ejecutan entre los mismos niveles de presión (P_1 y P_2) de una forma internamente reversible y el gas se comporta como uno ideal ($P\vee = RT$) con calores específicos constantes, se observa que el trabajo de compresión se determina al realizar la integración expresada en la ecuación 7-56 para cada caso, con los siguientes resultados:

Isentrópico (Pv^k = constante):

$$w_{\text{comp,entrada}} = \frac{kR(T_2 - T_1)}{k - 1} = \frac{kRT_1}{k - 1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1\right] \quad \textbf{(7-57}a\textbf{)}$$

Politrópico (Pv^n = constante):

$$w_{\text{comp,entrada}} = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n - 1} = \frac{nRT_1}{n - 1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right] \quad \textbf{(7-57}b\textbf{)}$$

Isotérmico (Pv = constante):

$$w_{\text{comp,entrada}} = RT \ln \frac{P_2}{P_1} \quad \textbf{(7-57}c\textbf{)}$$

Los tres procesos se trazan sobre un diagrama P-v en la figura 7-44 para el mismo estado de entrada y la misma presión de salida. En un diagrama P-v, el área a la izquierda de la curva del proceso es la integral $v\,dP$. Por lo tanto, es una medida del trabajo de compresión del flujo estacionario. En este diagrama es interesante observar que de los tres casos considerados internamente reversibles, la compresión adiabática (Pv^k = constante) requiere el trabajo máximo mientras que la compresión isotérmica (T = constante o Pv = constante) requiere el mínimo. El trabajo de entrada requerido para el caso politrópico (Pv^n = constante) está entre estos dos y disminuye cuando el exponente politrópico n disminuye, lo que aumenta el rechazo de calor durante el proceso de compresión. Si se remueve suficiente calor, el valor de n se aproxima a la unidad y el proceso se vuelve isotérmico. Una manera común de enfriar el gas durante la compresión es usar camisas de agua alrededor de la carcasa de los compresores.

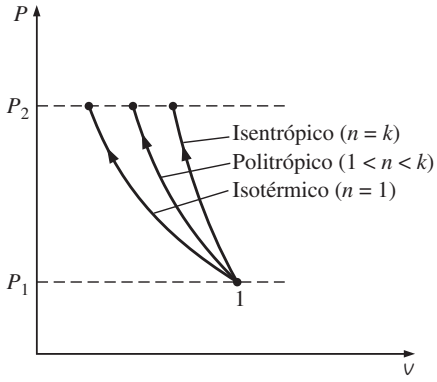


Figura 7-44

Diagramas P-v de los procesos de compresión isentrópicos, politrópicos e isotérmicos entre los mismos límites de presión.

Compresión en etapas múltiples con interenfriamiento

De lo anterior, queda claro que es deseable enfriar un gas cuando está comprimiéndose porque esto reduce el trabajo de entrada requerido al compresor. Sin embargo, a menudo no es posible tener el enfriamiento adecuado a través de la carcasa del compresor y es necesario usar otras técnicas para lograr un enfriamiento eficaz. Una técnica es la **compresión en etapas múltiples con interenfriamiento**, en la que el gas se comprime en etapas y se enfría entre cada una de éstas pasándolo a través de un intercambiador de calor llamado *interenfriador*. Idealmente, el proceso de enfriamiento tiene lugar a presión constante y el gas se enfría a la temperatura inicial T_1 en cada interenfriador. La compresión en etapas múltiples con interenfriador es especialmente atractiva cuando un gas será comprimido a muy altas presiones.

En la figura 7-45 se ilustra gráficamente en diagramas P-v y T-s el efecto que causa el interenfriamiento sobre el trabajo de un compresor de dos etapas. El gas está comprimido en la primera etapa desde P_1 hasta una presión intermedia P_x, enfriado a presión constante a la temperatura inicial T_1 y comprimido en la segunda etapa a la presión final P_2. En general, los procesos de compresión pueden modelarse como politrópicos (Pv^n = constante) donde el valor de n varía entre k y 1. El área sombreada sobre el diagrama P-v representa el trabajo ahorrado como resultado de la compresión de dos etapas con interenfriamiento. Con fines comparativos se muestran las trayectorias del proceso isotérmico y también del proceso politrópico para una sola etapa.

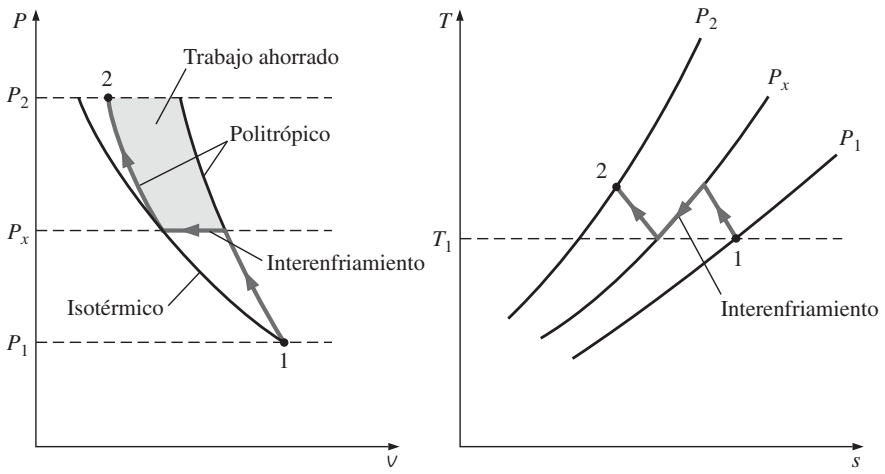


Figura 7-45

Los diagramas *P*-*v* y *T*-*s* para un proceso de compresión de flujo estacionario de dos etapas.

El tamaño del área sombreada (trabajo de entrada ahorrado) varía con el valor de la presión intermedia P_x, y para la práctica es de gran interés determinar las condiciones bajo las cuales esta área se maximiza. El trabajo total de entrada para un compresor de dos etapas es la suma del trabajo de entrada en cada etapa de compresión, como se determinó en la ecuación 7-57*b*)

$$w_{\text{comp, entrada}} = w_{\text{comp I, entrada}} + w_{\text{comp II, entrada}} \tag{7-58}$$

$$= \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right] + \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_x}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

La única variable en esta ecuación es P_x, cuyo valor que minimiza el trabajo total se determina al derivar esta expresión respecto a P_x e igualar la expresión resultante a cero. Esto es

$$P_x = (P_1P_2)^{1/2} \quad \text{o} \quad \frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x} \tag{7-59}$$

Es decir, *para minimizar el trabajo de compresión durante la compresión de dos etapas, la relación de presión para cada etapa del compresor debe ser la misma*. Cuando se satisface esta condición, el trabajo de compresión en cada etapa se vuelve idéntico, es decir, $w_{\text{comp I,entrada}} = w_{\text{comp II,entrada}}$.

EJEMPLO 7-13 Trabajo de entrada para diversos procesos de compresión

Se comprime aire de manera estacionaria por medio de un compresor reversible desde un estado de entrada de 100 kPa y 300 K hasta una presión de salida de 900 kPa. Determine el trabajo del compresor por unidad de masa para *a*) la compresión isentrópica con $k = 1.4$, *b*) la compresión politrópica con $n = 1.3$, *c*) la compresión isotérmica y *d*) la compresión ideal en dos etapas con interenfriamiento y un exponente politrópico de 1.3.

Solución El aire se comprime reversiblemente de un estado especificado a una presión especificada. Se determinará el trabajo del compresor para los casos isentrópico, politrópico, isotérmico y de compresión de dos etapas.

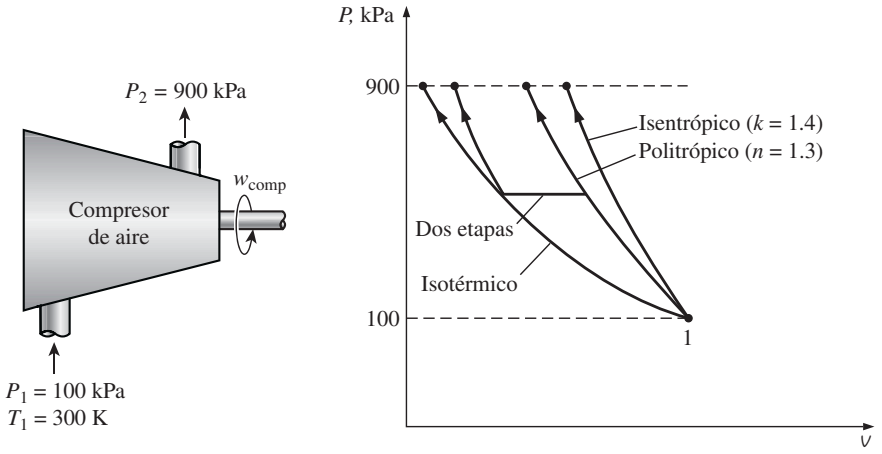


Figura 7-46
Esquema y diagrama *P*-*v* para el ejemplo 7-13.

Suposiciones **1** Existen condiciones de operación estacionaria. **2** En las condiciones especificadas, puede tratarse el aire como un gas ideal. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se considera al compresor como el sistema, el cual es un volumen de control porque la masa cruza las fronteras del sistema. En la figura 7-46 se ofrece un esquema del sistema, así como un diagrama *T-s* para el proceso.

El trabajo de compresión de flujo estacionario para estos cuatro casos se determina usando las relaciones desarrolladas anteriormente en esta sección:

a) La compresión isentrópica con $k = 1.4$:

$$w_{comp,ent} = \frac{kRT_1}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1\right]$$

$$= \frac{(1.4)(0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})}{1.4-1}\left[\left(\frac{900\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right)^{(1.4-1)/1.4} - 1\right]$$

$$= \mathbf{263.2\ kJ/kg}$$

b) La compresión politrópica con $n = 1.3$:

$$w_{comp,ent} = \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

$$= \frac{(1.3)(0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})}{1.3-1}\left[\left(\frac{900\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right)^{(1.3-1)/1.3} - 1\right]$$

$$= \mathbf{246.4\ kJ/kg}$$

c) La compresión isotérmica:

$$w_{comp,ent} = RT\ln\frac{P_2}{P_1} = (0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})\ln\frac{900\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}$$

$$= \mathbf{189.2\ kJ/kg}$$

d) La compresión ideal en dos etapas con interenfriamiento ($n = 1.3$): en este caso, la relación de presión por cada etapa es la misma y su valor es

$$P_x = (P_1P_2)^{1/2} = [(100\ \text{kPa})(900\ \text{kPa})]^{1/2} = 300\ \text{kPa}$$

El trabajo del compresor en cada etapa también es el mismo, por lo tanto el trabajo total de este dispositivo es dos veces el de compresión para una sola etapa:

$$w_{\text{comp,ent}} = 2w_{\text{comp I,ent}} = 2\,\frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

$$= \frac{2(1.3)(0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})}{1.3-1}\left[\left(\frac{300\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right)^{(1.3-1)/1.3} - 1\right]$$

$$= \mathbf{215.3\ kJ/kg}$$

Comentario De los cuatro casos, la compresión isotérmica requiere el trabajo mínimo y la isentrópica el máximo. El trabajo del compresor disminuye cuando se utilizan dos etapas de compresión politrópica en lugar de una sola. Cuando aumenta el número de etapas del compresor, el trabajo del compresor se aproxima al valor obtenido para el caso isotérmico.

7-12 ▪ Eficiencias isentrópicas de dispositivos de flujo estacionario

Se ha mencionado repetidamente que las irreversibilidades son inherentes a todos los procesos reales y que su efecto siempre es la degradación del desempeño de los dispositivos. Al hacer análisis en ingeniería sería deseable contar con algunos parámetros que permitan cuantificar en los dispositivos el grado de degradación de energía. En el capítulo anterior se hizo esto para los dispositivos cíclicos, como máquinas térmicas y refrigeradores, comparando los ciclos reales con los idealizados, como el de Carnot. Un ciclo que estaba completamente compuesto de procesos reversibles sirvió como *ciclo modelo* con el que los reales podrían ser comparados. Este ciclo modelo e ideal permitió determinar los límites teóricos de funcionamiento en dispositivos cíclicos que se hallan bajo condiciones especificadas, y examinar cómo es afectado el desempeño de dispositivos reales como resultado de las irreversibilidades.

Ahora, el análisis se extiende a dispositivos de ingeniería discretos que trabajan bajo condiciones de flujo estacionario, como turbinas, compresores y toberas, y se examina el grado de degradación de energía causada por las irreversibilidades en estos dispositivos. Sin embargo, primero es necesario definir un proceso ideal que sirva como modelo para los reales.

Aunque es inevitable alguna transferencia de calor entre estos dispositivos y los alrededores, se proponen muchos dispositivos de flujo estacionario para operar bajo condiciones adiabáticas. Por lo tanto, el proceso modelo para estos dispositivos debe ser uno adiabático. Además, un proceso ideal no debe incluir irreversibilidades porque el efecto de irreversibilidad siempre será degradar el desempeño de los dispositivos. Así, el proceso ideal que puede servir como un modelo conveniente para los dispositivos de flujo estacionario adiabáticos es el *isentrópico* (Fig. 7-47).

Cuanto más se acerque el proceso real al isentrópico idealizado, mejor se desempeñará el dispositivo. Por esto es muy importante tener un parámetro que exprese de manera cuantitativa cuán eficazmente un dispositivo real se aproxima a uno idealizado; tal parámetro es la **eficiencia isentrópica** o **adiabática**, que es una medida de la desviación de los procesos reales respecto de los idealizados correspondientes.

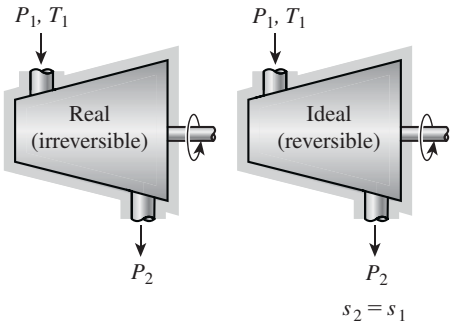


Figura 7-47
El proceso isentrópico no incluye irreversibilidades y sirve como proceso ideal para los dispositivos adiabáticos.

Las eficiencias isentrópicas están definidas en distinta forma para diversos dispositivos, ya que cada uno tiene tareas diferentes a realizar. A continuación definimos las eficiencias isentrópicas de turbinas, compresores y toberas aceleradoras comparando su rendimiento real con el que desarrollan bajo condiciones isentrópicas para el mismo estado de entrada y presión de salida.

Eficiencia isentrópica de turbinas

Para una turbina que opera en forma estacionaria, el estado de entrada del fluido de trabajo y la presión de escape son fijos. Por lo tanto, el proceso ideal para una turbina adiabática es un proceso isentrópico entre el estado de entrada y la presión de escape. La salida deseada de una turbina es el trabajo producido y la **eficiencia isentrópica de una turbina** se define como *la relación entre la salida de trabajo real de la turbina y la salida de trabajo que se lograría si el proceso entre el estado de entrada y la presión de salida fueran isentrópicos*:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo real de la turbina}}{\text{Trabajo isentrópico de la turbina}} = \frac{w_a}{w_s} \tag{7-60}$$

Normalmente los cambios en las energías cinética y potencial asociados con un flujo de fluido que circula a través de una turbina son pequeños en comparación con el cambio en la entalpía, de manera que pueden considerarse como insignificantes. La salida de trabajo de una turbina adiabática entonces se vuelve simplemente el cambio en la entalpía, por lo que la ecuación 7-60 expresa

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \tag{7-61}$$

donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpía en el estado de salida para los procesos real e isentrópico, respectivamente (Fig. 7-48).

El valor de η_T depende en gran medida del diseño de los componentes individuales que constituyen la turbina, por eso las turbinas grandes y bien diseñadas tienen eficiencias isentrópicas superiores a 90 por ciento. Para turbinas pequeñas, sin embargo, puede disminuir incluso por debajo de 70 por ciento. El valor de la eficiencia isentrópica de una turbina se determina al medir la salida de trabajo real de la turbina y calcular la salida de trabajo isentrópico para las condiciones de entrada y la presión de salida medidas. Este valor puede usarse entonces convenientemente en el diseño de centrales termoeléctricas.

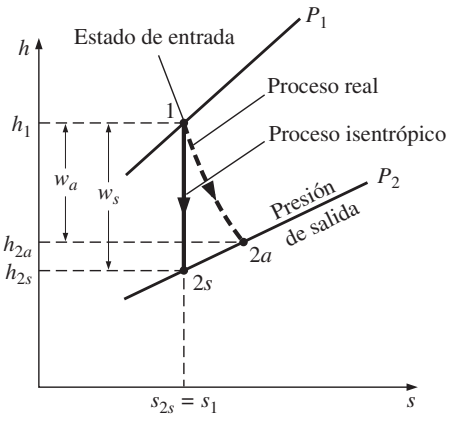


Figura 7-48

Diagrama *h-s* para los procesos real e isentrópico de una turbina adiabática.

EJEMPLO 7-14 Eficiencia isentrópica de una turbina de vapor

Entra vapor de agua de forma estacionaria a una turbina adiabática a 3 MPa y 400 °C, y sale a 50 kPa y 100 °C. Si la potencia de salida de la turbina es 2 MW, determine *a*) la eficiencia isentrópica de la turbina y *b*) el flujo másico del vapor que circula a través de la turbina.

Solución Vapor de agua fluye de forma estacionaria en una turbina entre los estados de entrada y de salida. Se determinarán la eficiencia isentrópica y el flujo másico para una potencia especificada de salida.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

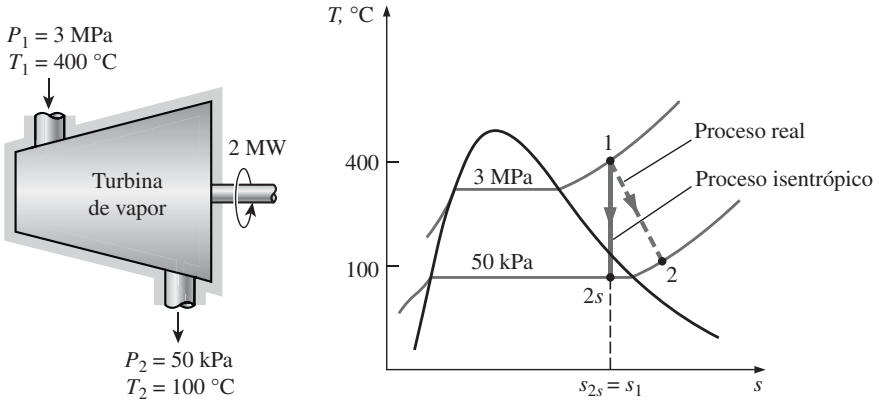


Figura 7-49

Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-14.

Análisis En la figura 7-49 se muestra un esquema del sistema, así como un diagrama *T-s* del proceso.

a) Las entalpías en los diversos estados son

$$\textit{Estado 1:}\quad \left.\begin{matrix} P_1 = 3\ \text{MPA} \\ T_1 = 400\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_1 = 3\,231.7\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 6.9235\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{matrix} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

$$\textit{Estado 2a:}\quad \left.\begin{matrix} P_{2a} = 50\ \text{kPa} \\ T_{2a} = 100\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_{2a} = 2\,682.4\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

La entalpía de salida del vapor para el proceso isentrópico h_{2s} se determina a partir del requerimiento de que la entropía del vapor permanezca constante ($s_{2s} = s_1$):

$$\textit{Estado 2s:}\quad \begin{matrix} P_{2s} = 50\ \text{kPa} \\ (s_{2s} = s_1) \end{matrix} \quad \rightarrow \quad \begin{matrix} s_f = 1.0912\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \\ s_g = 7.5931\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{matrix} \qquad \text{(Tabla A-5)}$$

Obviamente, al final del proceso isentrópico el vapor existe como una mezcla saturada puesto que $s_f < s_{2s} < s_g$. Por lo tanto, primero se necesita calcular la calidad en el estado 2*s*:

$$x_{2s} = \frac{s_{2s} - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.9235 - 1.0912}{6.5019} = 0.897$$

y

$$h_{2s} = h_f + x_{2s}h_{fg} = 340.54 + 0.897(2\,304.7) = 2\,407.9\ \text{kJ/kg}$$

Al sustituir estos valores de entalpía en la ecuación 7-61 la eficiencia isentrópica de la turbina será determinada por

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} = \frac{3\,231.7 - 2\,682.4}{3\,231.7 - 2\,407.9} = \mathbf{0.667}\ (\text{o } 66.7\%)$$

b) El flujo másico de vapor a través de la turbina es determinado a partir del balance de energía para los sistemas de flujo estacionario:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}h_1 = \dot{W}_{a,\text{salida}} + \dot{m}h_{2a}$$

$$\dot{W}_{a,\text{salida}} = \dot{m}(h_1 - h_{2a})$$

$$2\ \text{MW}\left(\frac{1\,000\ \text{kJ/s}}{1\ \text{MW}}\right) = \dot{m}(3\,231.7 - 2\,682.4)\ \text{kJ/kg}$$

$$\dot{m} = \mathbf{3.64\ kg/s}$$

Eficiencias isentrópicas de compresores y bombas

La **eficiencia isentrópica de un compresor** se define como *la relación entre el trabajo de entrada requerido para elevar la presión de un gas a un valor especificado de una manera isentrópica y el trabajo de entrada real*:

$$\eta_C = \frac{\text{Trabajo isentrópico del compresor}}{\text{Trabajo real del compresor}} = \frac{w_s}{w_a} \tag{7-62}$$

Observe que la eficiencia del compresor isentrópico se define con la *entrada de trabajo isentrópico en el numerador* en lugar de en el denominador. Esto es porque w_s es una cantidad menor que w_a, y esta definición impide que η_C se vuelva mayor a 100 por ciento, lo cual implicaría falsamente que los compresores reales se desempeñan mejor que los isentrópicos. También note que las condiciones de entrada y la presión de salida del gas son las mismas para ambos compresores: real e isentrópico.

Cuando son insignificantes los cambios en las energías cinética y potencial del gas mientras éste es comprimido, el trabajo de entrada para un compresor adiabático es igual al cambio en la entalpía, por lo que para este caso la ecuación 7-62 se vuelve

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \tag{7-63}$$

donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpía en el estado de salida para los procesos de compresión real e isentrópico, respectivamente, como se ilustra en la figura 7-50. Nuevamente, el valor de η_C depende en gran medida del diseño del compresor. Los dispositivos de este tipo mejor diseñados tienen eficiencias isentrópicas que van de 80 a 90 por ciento.

Cuando son insignificantes los cambios en las energías potencial y cinética de un líquido, la eficiencia isentrópica de una bomba se define en forma semejante,

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{\nu(P_2 - P_1)}{h_{2a} - h_1} \tag{7-64}$$

Cuando no se intenta enfriar el gas cuando se comprime, el proceso de compresión real es casi adiabático y el proceso adiabático reversible (es decir, isentrópico) sirve mejor como proceso ideal. Sin embargo, en ocasiones los *compresores son enfriados intencionalmente* utilizando aletas o camisas de agua colocadas alrededor de la carcasa para reducir los requerimientos de trabajo de entrada (Fig. 7-51). En este caso, el proceso isentrópico no es conveniente como modelo porque el dispositivo ya no es adiabático y la eficiencia isentrópica del compresor antes definida no tiene sentido. Un proceso ejemplar realista para compresores que se enfrían intencionalmente durante la compresión es el *proceso isotérmico reversible*. Entonces, es posible definir convenientemente una **eficiencia isotérmica** para casos así comparando el proceso real con otro isotérmico reversible:

$$\eta_C = \frac{w_t}{w_a} \tag{7-65}$$

donde w_t y w_a son las entradas de trabajo requeridas para el compresor en los casos isotérmico reversible y real, respectivamente.

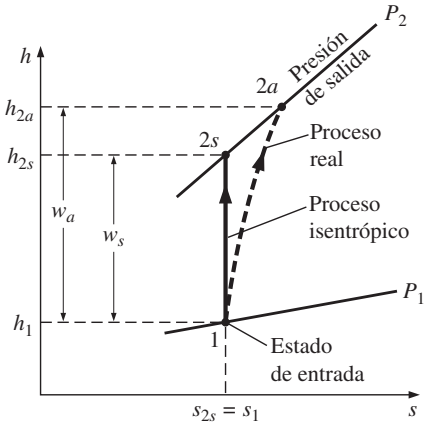


Figura 7-50

Diagrama *h-s* para los procesos real e isentrópico de un compresor adiabático.

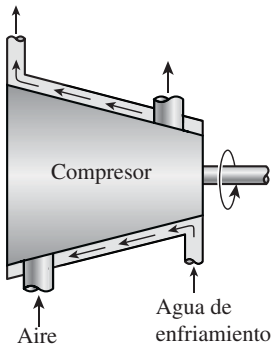


Figura 7-51

A veces se enfrían intencionalmente los compresores para minimizar el trabajo de entrada.

EJEMPLO 7-15 Efecto de eficiencia en la entrada de potencia del compresor

Mediante un compresor adiabático se comprime aire de 100 kPa y 12 °C a una presión de 800 kPa a una tasa estacionaria de 0.2 kg/s. Si la eficiencia isentrópica del compresor es 80 por ciento, determine *a*) la temperatura de salida del aire y *b*) la potencia de entrada requerida en el compresor.

Solución El aire se comprime a una presión y una tasa especificadas. Se determinarán la temperatura de salida y la potencia de entrada para una eficiencia isentrópica dada.

Suposiciones **1** Existen condiciones de operación estacionarias. **2** El aire es un gas ideal. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis En la figura 7-52 se ofrece un esquema del sistema y un diagrama *T-s* del proceso.

a) Sólo se conoce una propiedad (la presión) en el estado de salida y es necesario saber otra más para determinar el estado y así conocer la temperatura de salida. La propiedad que puede determinarse con mínimo esfuerzo en este caso es h_{2a} porque se tiene la eficiencia isentrópica del compresor. A la entrada de este dispositivo,

$$T_1 = 285 \text{ K} \quad \rightarrow \quad h_1 = 285.14 \text{ kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-17)}$$
$$(P_{r1} = 1.1584)$$

La entalpía del aire al final del proceso de compresión isentrópica se determina al usar una de las relaciones isentrópicas de los gases ideales,

$$P_{r2} = P_{r1}\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = 1.1584\left(\frac{800 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}}\right) = 9.2672$$

y

$$P_{r2} = 9.2672 \quad \rightarrow \quad h_{2s} = 517.05 \text{ kJ/kg}$$

Al sustituir las cantidades conocidas en la relación de eficiencia isentrópica, se obtiene

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad \rightarrow \quad 0.80 = \frac{(517.05 - 285.14) \text{ kJ/kg}}{(h_{2a} - 285.14) \text{ kJ/kg}}$$

Así,

$$h_{2a} = 575.03 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_{2a} = \mathbf{569.5 \text{ K}}$$

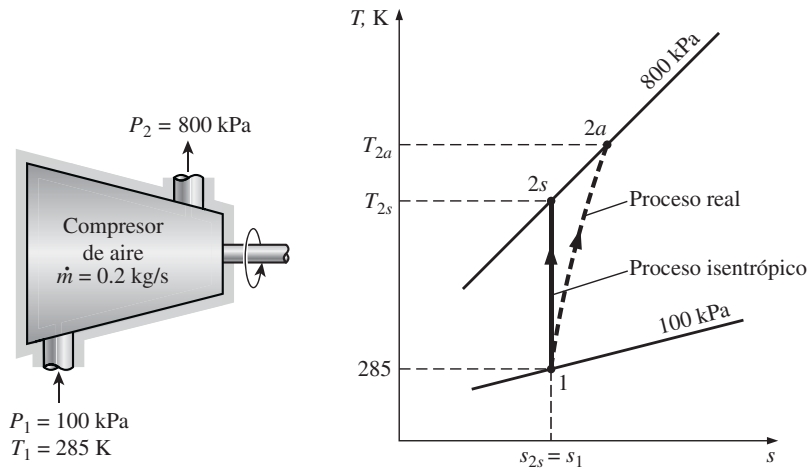


Figura 7-52

Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-15.

b) La potencia de entrada requerida en el compresor se determina a partir del balance de energía para dispositivos de flujo estacionario,

$$\begin{aligned}\dot{E}_{\text{entrada}} &= \dot{E}_{\text{salida}}\\ \dot{m}h_1 + \dot{W}_{a,\text{entrada}} &= \dot{m}h_{2a}\\ \dot{W}_{a,\text{entrada}} &= \dot{m}(h_{2a} - h_1)\\ &= (0.2\ \text{kg/s})[(575.03 - 285.14)\ \text{kJ/kg}]\\ &= \mathbf{58.0\ kW}\end{aligned}$$

Comentario Observe que en la determinación de la potencia de entrada al compresor se empleó h_{2a} en lugar de h_{2s} porque h_{2a} es la entalpía real del aire cuando sale del compresor. La cantidad h_{2s} es un valor de entalpía hipotético que el aire tendría si el proceso fuera isentrópico.

Eficiencia isentrópica de toberas

Las toberas son dispositivos esencialmente adiabáticos y se usan para acelerar un fluido; por consiguiente, los procesos isentrópicos sirven como un modelo conveniente para este tipo de dispositivos. La **eficiencia isentrópica de una tobera** está definida como *la relación entre la energía cinética real del fluido a la salida de la tobera y el valor de la energía cinética a la salida de una tobera isentrópica para las mismas entradas y salidas de presión*. Es decir,

$$\eta_N = \frac{\text{EC real a la salida de la tobera}}{\text{EC isentrópica a la salida de la tobera}} = \frac{V_{2a}^2}{V_{2s}^2} \qquad \textbf{(7-66)}$$

Observe que la presión de salida es la misma para ambos procesos, real e isentrópico, pero el estado de salida es diferente.

Las toberas no incluyen interacción de trabajo y el fluido experimenta un pequeño o ningún cambio en su energía potencial cuando fluye a través del dispositivo. Si además la velocidad de entrada del fluido es pequeña respecto a la velocidad de salida, el balance de energía para este dispositivo de flujo estacionario se reduce a

$$h_1 = h_{2a} + \frac{V_{2a}^2}{2}$$

Entonces la eficiencia isentrópica de la tobera puede expresarse en términos de la entalpía como

$$\eta_N \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \qquad \textbf{(7-67)}$$

donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpía en la salida de la tobera para los procesos real e isentrópico, respectivamente (Fig. 7-53). Las eficiencias isentrópicas de las toberas son superiores a 90 por ciento y no es raro encontrar algunas mayores a 95 por ciento.

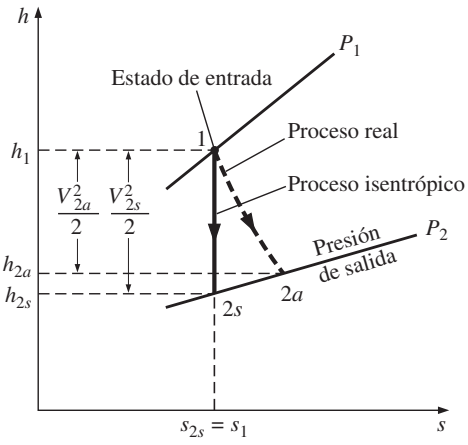


Figura 7-53
Diagrama *h-s* de los procesos real e isentrópico de una tobera adiabática.

EJEMPLO 7-16 Efecto de la eficiencia sobre la velocidad de salida de una tobera

Aire a 200 kPa y 950 K entra en una tobera adiabática a velocidad baja y se descarga a una presión de 110 kPa. Si la eficiencia isentrópica de la tobera es 92 por ciento, determine: *a*) la posible velocidad de salida máxima, *b*) la temperatura de salida y *c*) la velocidad real de salida del aire. Suponga calores específicos constantes para el aire.

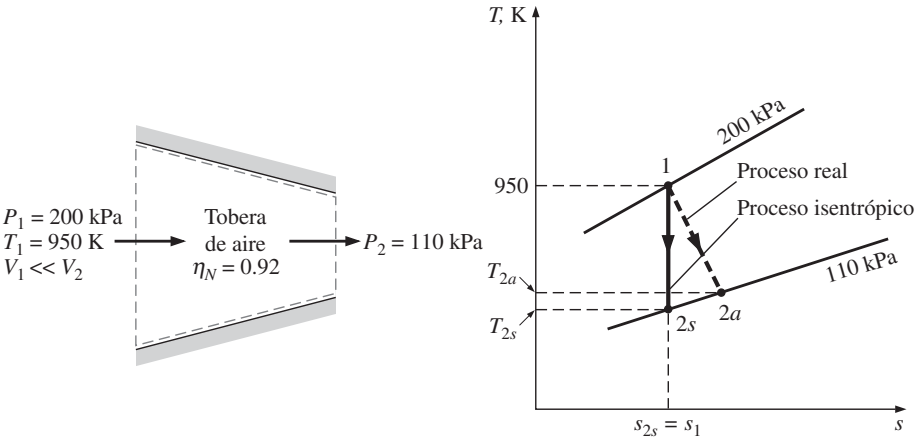


Figura 7-54
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-16.

Solución Se considera la aceleración del aire en una tobera, y se determinarán las velocidades de salida máxima y real, así como la temperatura de salida, para una presión de salida y una eficiencia isentrópica especificadas.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** El aire es un gas ideal. **3** La energía cinética de entrada es insignificante.

Análisis En la figura 7-54 se da un esquema del sistema y un diagrama *T-s* del proceso.

Durante este proceso de aceleración, la temperatura del aire disminuirá porque algo de su energía interna se convierte en energía cinética. Este problema puede resolverse con precisión si se emplean los datos de la tabla de propiedades del aire; pero aquí se suponen calores específicos constantes (con lo cual se sacrifica algo de exactitud) para demostrar su uso. Suponga una temperatura promedio de aproximadamente 850 K, entonces los valores promedio de c_p y k a esta temperatura promedio pronosticada se determinan de la tabla A-2*b*), en la que $c_p = 1.11$ kJ/kg · K y $k = 1.349$.

a) La velocidad de salida del aire será máxima cuando el proceso en la tobera no incluya irreversibilidades. La velocidad de salida en este caso se determina de la ecuación de energía del flujo estacionario. Sin embargo, primero es necesario determinar la temperatura de salida. Para el proceso isentrópico de un gas ideal se tiene:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_{2s}}{P_1}\right)^{(k-1)/k}$$

o

$$T_{2s} = T_1\left(\frac{P_{2s}}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = (950\ \text{K})\left(\frac{110\ \text{kPa}}{200\ \text{kPa}}\right)^{0.349/1.349} = 814\ \text{K}$$

Esto da una temperatura promedio de 882 K, que es algo superior a la temperatura promedio supuesta (850 K). Es posible afinar este resultado si se revalúa el valor de k a 882 K y se repiten los cálculos, pero no vale la pena el esfuerzo porque las dos temperaturas promedio son suficientemente cercanas (hacerlo así cambiaría la temperatura por sólo 0.6 K, lo cual no es significativo).

Ahora se determinará la velocidad de salida isentrópica del aire a partir del balance de energía para este proceso isentrópico de flujo estacionario:

$$e_{\text{ent}} = e_{\text{sal}}$$

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_{2s} + \frac{V_{2s}^2}{2}$$

o

$$V_{2s} = \sqrt{2(h_1 - h_{2s})} = \sqrt{2c_{p,\text{prom}}(T_1 - T_{2s})}$$
$$= \sqrt{2(1.011\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})[(950 - 814)\ \text{K}]\left(\frac{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)}$$
$$= \mathbf{549\ m/s}$$

b) La temperatura real de salida del aire es superior a la temperatura de salida isentrópica evaluada anteriormente, y se determina de

$$\eta_N \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} = \frac{c_{p,\text{prom}}\,(T_1 - T_{2a})}{c_{p,\text{prom}}\,(T_1 - T_{2s})}$$

o

$$0.92 = \frac{950 - T_{2a}}{950 - 814} \quad \rightarrow \quad T_{2a} = \mathbf{825\ K}$$

Es decir, la temperatura es 11 K superior en la salida de la tobera real debido a irreversibilidades como la fricción. Esto representa una pérdida puesto que la elevación en la temperatura se produce a expensas de la energía cinética (Fig. 7-55).

c) La velocidad real de salida del aire se puede determinar a partir de la definición de eficiencia isentrópica de una tobera,

$$\eta_N = \frac{V_{2a}^2}{V_{2s}^2} \quad \rightarrow \quad V_{2a} = \sqrt{\eta_N V_{2s}^2} = \sqrt{0.92(549\ \text{m/s})^2} = \mathbf{527\ m/s}$$

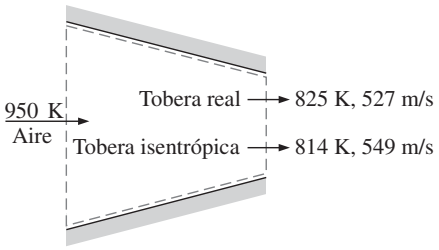


Figura 7-55

Una sustancia sale de las toberas reales a una temperatura superior (por lo tanto a una velocidad menor) como resultado de la fricción.

7-13 ▪ Balance de entropía

La propiedad *entropía* es una medida de desorden molecular o aleatoriedad de un sistema, y la segunda ley de la termodinámica establece que la entropía puede crearse pero no destruirse. Por consiguiente, el cambio de entropía de un sistema durante un proceso es mayor a la transferencia de entropía en una cantidad igual a la entropía generada durante el proceso dentro del sistema; entonces el *principio de incremento de entropía* para cualquier sistema se expresa como (Fig. 7-56)

$$\begin{pmatrix}\text{Entropía}\\ \text{total de}\\ \text{entrada}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Entropía}\\ \text{total de}\\ \text{salida}\end{pmatrix} + \begin{pmatrix}\text{Entropía}\\ \text{total}\\ \text{generada}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Cambio en la}\\ \text{entropía total}\\ \text{del sistema}\end{pmatrix}$$

o

$$S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}} + S_{\text{generada}} = \Delta S_{\text{sistema}} \qquad \textbf{(7-68)}$$

lo cual es una declaración verbal de la ecuación 7-9. Esta relación a menudo se nombra como el **balance de entropía** y es aplicable a cualquier sistema que experimenta cualquier proceso. La anterior relación de balance de entropía puede enunciarse como: *el cambio de entropía de un sistema durante un proceso es igual a la transferencia de entropía neta a través de la frontera del sistema y la entropía generada dentro de éste*. A continuación se analizarán varias condiciones de esta relación.

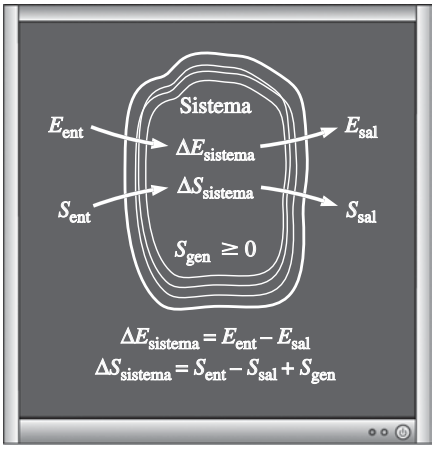


Figura 7-56

Balances de energía y entropía para un sistema.

Cambio de entropía de un sistema, $\Delta S_{\text{sistema}}$

A pesar de la reputación que la entropía tiene de ser vaga y abstracta y de la intimidación que provoca, el balance de entropía es realmente más fácil de manejar que el de energía, ya que, al contrario de ésta, la entropía no existe en varias formas. En consecuencia, la determinación de cambio de entropía de un sistema durante un proceso implica evaluar la entropía del sistema tanto al principio como al final del proceso y calcular su diferencia. Es decir,

$$\text{Cambio de entropía} = \text{Entropía en el estado final} - \text{Entropía en el estado inicial}$$

o

$$\Delta S_{\text{sistema}} = S_{\text{final}} - S_{\text{inicial}} = S_2 - S_1 \tag{7-69}$$

La entropía es una propiedad y el valor de una propiedad no cambia a menos que el estado del sistema cambie. Así, el cambio de entropía de un sistema es cero si el estado del sistema no cambia durante el proceso. Por ejemplo, el cambio de entropía de dispositivos de flujo estacionario como toberas, compresores, turbinas, bombas e intercambiadores de calor son cero mientras operan de forma estacionaria.

Cuando las propiedades del sistema no son uniformes, la entropía del sistema puede determinarse por la integración de

$$S_{\text{sistema}} = \int s\,\delta m = \int_V s\rho\,dV \tag{7-70}$$

donde V es el volumen del sistema y ρ es la densidad.

Mecanismos de transferencia de entropía, S_{entrada} y S_{salida}

La entropía puede transferirse hacia o desde un sistema por dos mecanismos: *transferencia de calor* y *flujo másico* (en contraste, la energía además se transfiere por trabajo). La transferencia de entropía es reconocida en la frontera del sistema cuando la cruza, y representa la entropía ganada o perdida por un sistema durante un proceso. La única forma de interacción de entropía asociada con una masa fija o un sistema cerrado es la *transferencia de calor*, por lo tanto la transferencia de entropía para un sistema cerrado adiabático es cero.

1 Transferencia de calor

En esencia, el calor es una forma de energía desorganizada y alguna desorganización (entropía) fluirá con éste. La transferencia de calor hacia un sistema aumenta su entropía y en consecuencia el nivel de desorden molecular o aleatoriedad, mientras que la transferencia de calor desde un sistema lo disminuye. De hecho, el rechazo de calor es la única manera en que puede disminuirse la entropía de una masa fija. La razón de la transferencia de calor Q en un sitio a temperatura absoluta T de ese mismo sitio se llama *transferencia de entropía* y se expresa como (Fig. 7-57)

Transferencia de entropía por transferencia de calor:

$$S_{\text{calor}} = \frac{Q}{T} \qquad (T = \text{constante}) \tag{7-71}$$

La cantidad Q/T representa la transferencia de entropía acompañada por la transferencia de calor, mientras que la dirección de la transferencia de entropía es igual a la de calor ya que la temperatura termodinámica T siempre es una cantidad positiva.

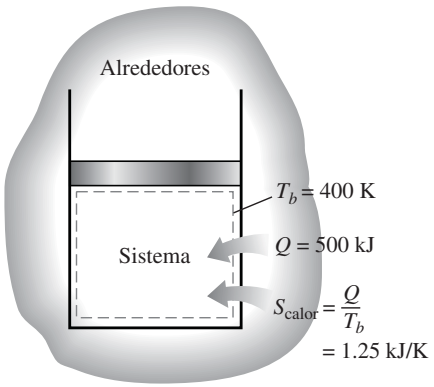


Figura 7-57
La transferencia de calor siempre está acompañada por la transferencia de entropía en cantidad de Q/T, donde T es la temperatura de la frontera.

Cuando la temperatura T no es constante, la transferencia de entropía durante un proceso 1-2 puede determinarse por la integración (o por la suma, si es apropiado)

$$S_{\text{calor}} = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \cong \sum \frac{Q_k}{T_k} \qquad \textbf{(7-72)}$$

donde Q_k es la transferencia de calor a través de la frontera a la temperatura T_k en el sitio k.

Cuando dos sistemas están en contacto, la transferencia de entropía del más caliente es igual a la transferencia de entropía al más frío en el punto de contacto. Es decir, la entropía no puede crearse o destruirse en la frontera porque ésta no tiene espesor y no ocupa volumen.

Observe que el **trabajo** es libre de entropía, por lo tanto no hay transferencia de entropía por el trabajo. La energía se transfiere por calor y trabajo, mientras que la entropía sólo se transfiere por calor. Es decir,

Transferencia de entropía por trabajo: $$S_{\text{trabajo}} = 0 \qquad \textbf{(7-73)}$$

La primera ley de la termodinámica no distingue entre la transferencia de calor y trabajo; considera a ambos como *iguales*. La distinción entre la transferencia de calor y el trabajo es introducida por la segunda ley: *una interacción de energía que se acompaña por transferencia de entropía es una transferencia de calor, y una interacción de energía que no se acompaña por transferencia de entropía es el trabajo*. Es decir, no se intercambia entropía durante una interacción de trabajo entre un sistema y sus alrededores. Así, sólo se intercambia *energía* durante la interacción de trabajo considerando que se intercambian *energía* y *entropía* durante la transferencia de calor (Fig. 7-58).

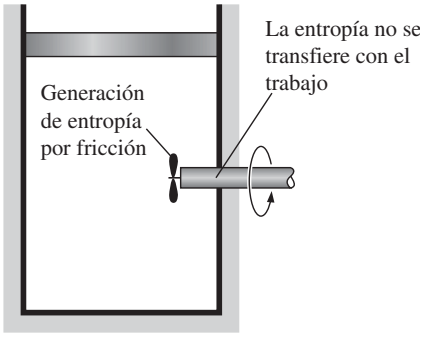


Figura 7-58
La entropía no acompaña el trabajo cuando cruza la frontera del sistema, pero la entropía puede generarse dentro del sistema cuando el trabajo se disipa en una forma menos útil de energía.

2 Flujo másico

La masa contiene tanto entropía como energía, y los contenidos de éstas en un sistema son proporcionales a la masa. (Cuando la masa de un sistema se duplica, también lo hacen los contenidos de entropía y energía de ésta.) Tanto la entropía como la energía son llevadas hacia o desde un sistema por corrientes de materia, y las tasas de entropía y energía transportadas hacia o desde un sistema son proporcionales a la tasa de flujo másico. Los sistemas cerrados no involucran flujo másico, por lo tanto tampoco ningún tipo de transferencia de entropía por masa. Cuando una masa en una cantidad m entra o sale de un sistema, la acompaña entropía en una cantidad ms, donde s es la entropía específica (entropía por unidad de masa que entra o sale) (Fig. 7-59). Es decir,

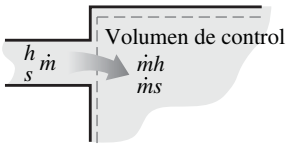


Figura 7-59
La masa contiene entropía así como energía, por lo tanto el flujo másico hacia o desde el sistema siempre se acompaña por la transferencia de energía y de entropía.

Transferencia de entropía por transferencia de masa: $$S_{\text{masa}} = ms \qquad \textbf{(7-74)}$$

Por consiguiente, la entropía de un sistema aumenta por ms cuando la masa en cantidad m entra y disminuye en la misma cantidad cuando la misma cantidad de masa en el mismo estado sale del sistema. Cuando las propiedades de la masa cambian durante el proceso, la transferencia de entropía por flujo de masa se determina a partir de la integración de

$$\dot{S}_{\text{masa}} = \int_{A_t} s\rho V_n \, dA_t \quad \text{y} \quad S_{\text{masa}} = \int s \, \delta m = \int_{\Delta t} \dot{S}_{\text{masa}} \, dt \qquad \textbf{(7-75)}$$

donde A_t es el área transversal del flujo y V_n es la velocidad local normal a dA_t.

Generación de entropía, S_{gen}

Las irreversibilidades como la fricción, el mezclado, las reacciones químicas, la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita, la expansión libre, y la compresión o expansión sin cuasiequilibrio, siempre ocasionan que la entropía de un sistema aumente, por lo tanto la generación de entropía es una medida de entropía creada por tales efectos durante un proceso.

Para un *proceso reversible* (un proceso que no involucra irreversibilidades) la generación de entropía es cero y por lo tanto el *cambio de entropía* de un sistema es igual a la *transferencia de entropía*. Por consiguiente, la relación de balance de entropía para el caso reversible se vuelve análoga a la relación de balance de energía la cual establece que el *cambio de energía* de un sistema durante un proceso es igual a la *transferencia de energía* durante ese proceso. Sin embargo, observe que el cambio de energía de un sistema es igual a la transferencia de energía para *cualquier* proceso, pero el cambio de entropía de un sistema es igual a la transferencia de entropía sólo para un proceso *reversible*.

La transferencia de entropía por calor Q/T es cero para los sistemas adiabáticos y la transferencia de entropía por masa ms es cero para sistemas que no involucran el flujo másico a través de su frontera (es decir, sistemas cerrados).

El balance de entropía para *cualquier sistema* que experimenta *cualquier proceso* puede expresarse más explícitamente como

$$\underbrace{S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de}\\ \text{entropía por calor y masa}}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Generación}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{de entropía}}} \qquad (\text{kJ/K}) \tag{7-76}$$

o, en **forma de tasa**, como

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{entrada}} - \dot{S}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia}\\ \text{neta de entropía por}\\ \text{calor y masa}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Tasa de}\\ \text{generación}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{dS_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de}\\ \text{cambio}\\ \text{de entropía}}} \qquad (\text{kW/K}) \tag{7-77}$$

donde las tasas de transferencia de entropía por calor transferido a una tasa de $\dot{Q}$ y una masa que fluye a una tasa de $\dot{m}$ son $\dot{S}_{\text{calor}} = \dot{Q}/T$ y $\dot{S}_{\text{masa}} = \dot{m}s$. El balance de entropía también puede expresarse por **unidad de masa**, como

$$(s_{\text{entrada}} - s_{\text{salida}}) + s_{\text{gen}} = \Delta s_{\text{sistema}} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \tag{7-78}$$

donde todas las cantidades se expresan por unidad de masa del sistema. Para un *proceso reversible*, el término de generación de entropía S_{gen} desaparece en todas las relaciones anteriores.

El término S_{gen} únicamente representa la generación de entropía *dentro de las fronteras del sistema* (Fig. 7-60), y no la generación de entropía que durante el proceso puede ocurrir fuera de éstas como resultado de irreversibilidades externas. Por consiguiente, un proceso en el que $S_{\text{gen}} = 0$ es *internamente reversible*, pero no necesariamente será *totalmente* reversible. La entropía *total* generada durante un proceso puede determinarse aplicando el balance de entropía a un *sistema extendido* que incluye el sistema mismo y sus alrededores inmediatos, donde podrían estar sucediendo irreversibilidades externas (Fig. 7-61). El cambio de entropía en este caso es igual a la suma del cambio de entropía del sistema y el de los alrededores inmediatos. Observe que bajo condiciones estacionarias, el estado y por lo tanto la entropía de los alrededores inmediatos (llamémosla "zona de amortiguamiento") en cualquier punto no cambia durante el proceso, y que el cambio de entropía de esta zona es cero. De existir algún cambio en dicha zona, normalmente será pequeña en relación con el cambio de entropía del sistema y por lo tanto resulta insignificante.

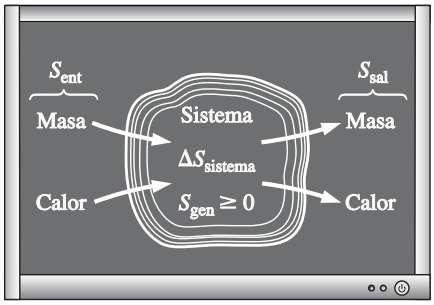


Figura 7-60

Mecanismos de transferencia de entropía para un sistema general.

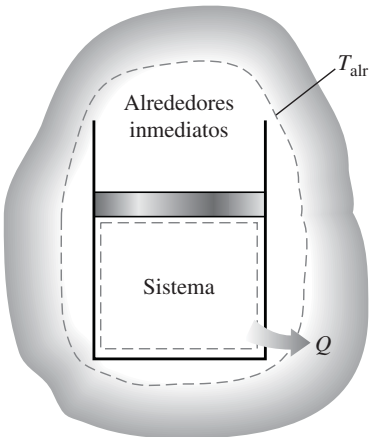


Figura 7-61

La generación de entropía fuera de las fronteras del sistema puede considerarse al escribir un balance de entropía en un sistema extendido que incluya el sistema y a sus alrededores inmediatos.

Al evaluar la transferencia de entropía entre un sistema extendido y los alrededores, la temperatura en la frontera de este sistema se considera simplemente como la *temperatura del ambiente*.

Sistemas cerrados

Un sistema cerrado *no* involucra *flujo másico* a través de sus fronteras, por lo que su cambio de entropía simplemente es la diferencia entre las entropías inicial y final del sistema. El *cambio de entropía* de un sistema cerrado se debe a la *transferencia de entropía* que acompaña a la transferencia de calor y la *generación de entropía* dentro de las fronteras del sistema. Si se toma la dirección positiva de la transferencia de calor *hacia* el sistema, la relación de balance de entropía general (Ec. 7-76) puede expresarse para un sistema cerrado como

$$\textit{Sistema cerrado:} \qquad \sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}} = S_2 - S_1 \qquad \text{(kJ/K)} \tag{7-79}$$

La relación de balance de entropía anterior puede expresarse como:

> El cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso es igual a la suma de entropía neta transferida a través de la frontera del sistema mediante la transferencia de calor y la entropía generada dentro de las fronteras del sistema.

Para un *proceso adiabático* ($Q = 0$), el término de transferencia de entropía en la relación anterior se elimina y el cambio de entropía del sistema cerrado se vuelve igual a la generación de entropía dentro de las fronteras del sistema. Es decir,

$$\textit{Sistema cerrado adiabático:} \qquad S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema adiabático}} \tag{7-80}$$

Observe que cualquier sistema cerrado y sus alrededores puede ser considerado como uno adiabático y que el cambio de entropía total de un sistema es igual a la suma de los cambios de entropía en sus partes; así, el balance de entropía para un sistema cerrado y sus alrededores puede escribirse como

$$\textit{Sistema 1 alrededores:} \qquad S_{\text{gen}} = \sum \Delta S = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{alrededores}} \tag{7-81}$$

donde $\Delta S_{\text{sistema}} = m(s_2 - s_1)$ y el cambio de entropía de los alrededores puede ser determinado a partir de $\Delta S_{\text{alrededores}} = Q_{\text{alrededores}}/T_{\text{alrededores}}$ si su temperatura es constante. En las etapas iniciales del estudio de entropía y la transferencia de entropía, es mejor comenzar con la forma general del balance de entropía (Ec. 7-76) y simplificarla para el problema que se vaya a considerar. Es conveniente usar las relaciones específicas anteriores después de alcanzar cierto grado de comprensión intuitiva del material.

Volúmenes de control

Las relaciones de balance de entropía para los volúmenes de control difieren de las de los sistemas cerrados en los que se involucra un mecanismo más de intercambio de entropía: *flujo másico a través de las fronteras*. Como se mencionó antes, la masa posee tanto entropía como energía y las cantidades de estas dos propiedades extensivas son proporcionales a la cantidad de masa (Fig. 7-62).

Si se toma la dirección positiva de transferencia de calor *hacia* el sistema, las relaciones generales de balance de entropía (Ecs. 7-76 y 7-77) pueden expresarse para los volúmenes de control como

$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + \sum m_i s_i - \sum m_e s_e + S_{\text{gen}} = (S_2 - S_1)_{\text{VC}} \qquad \text{(kJ/K)} \tag{7-82}$$

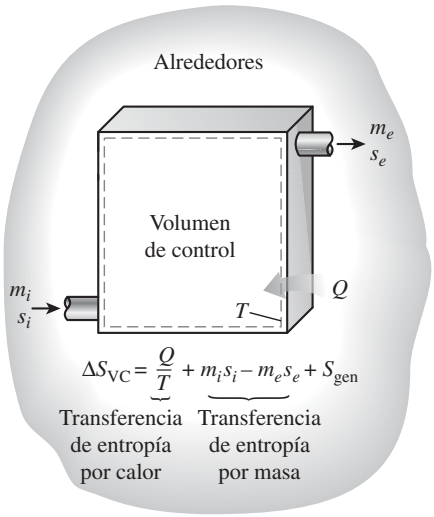


Figura 7-62
La entropía de un volumen de control cambia como resultado del flujo de masa, así como la transferencia de calor.

o, en la forma de tasa, como

$$\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum \dot{m}_i s_i - \sum \dot{m}_e s_e + \dot{S}_{\text{gen}} = dS_{\text{VC}}/dt \qquad (\text{kW/K}) \qquad \textbf{(7-83)}$$

Es posible expresar esta relación de balance de entropía como:

> La tasa de cambio de entropía dentro del volumen de control durante un proceso es igual a la suma de la tasa de transferencia de entropía a través de la frontera del volumen de control por la transferencia de calor, la tasa neta de transferencia de entropía en el volumen de control por flujo másico, y la tasa de generación de entropía dentro de las fronteras del volumen de control como resultado de irreversibilidades.

La mayoría de los volúmenes de control que se encuentran en la práctica (turbinas, compresores, toberas, difusores, intercambiadores de calor, tuberías y ductos) operan en forma estacionaria, por lo tanto no experimentan ningún cambio en su entropía. En consecuencia, la relación del balance de entropía para un proceso general de **flujo estacionario** puede obtenerse de la ecuación 7-83 al hacer $dS_{\text{VC}}/dt = 0$ y reacomodando los términos para tener

$$\textit{Flujo estacionario:} \qquad \dot{S}_{\text{gen}} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \qquad \textbf{(7-84)}$$

Para dispositivos de flujo estacionario con un *solo flujo* (una entrada y una salida), la relación del balance de entropía se simplifica a

$$\textit{Flujo estacionario, un solo flujo:} \qquad \dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}(s_e - s_i) - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \qquad \textbf{(7-85)}$$

Para el caso de un dispositivo *adiabático* con un solo flujo, la relación de balance de entropía se simplifica aún más a

$$\textit{Flujo estacionario, un solo flujo, adiabático:} \qquad \dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}(s_e - s_i) \qquad \textbf{(7-86)}$$

lo cual indica que la entropía específica del fluido debe aumentar cuando fluye a través de un dispositivo adiabático porque $\dot{S}_{\text{gen}} \geq 0$ (Fig. 7-63). Si el flujo a través del dispositivo es *reversible* y *adiabático*, entonces la entropía permanecerá constante, $s_e = s_i$, sin importar los cambios en otras propiedades.

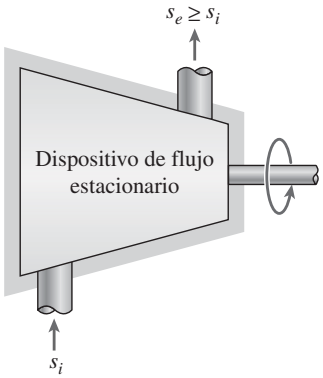


Figura 7-63
La entropía de una sustancia siempre aumenta (o permanece constante en el caso de un proceso reversible) cuando fluye a través de un dispositivo de un solo flujo, estacionario y adiabático.

EJEMPLO 7-17 Generación de entropía en un muro

En una casa ocurre transferencia estacionaria de calor a través de un muro de ladrillo de 5 × 7 m cuyo espesor es de 30 cm. En un día en el que la temperatura exterior es de 0 °C, la casa se mantiene a 27 °C, mientras que las temperaturas de las superficies interior y exterior del muro han sido medidas en 20 °C y 5 °C, respectivamente, con una tasa de transferencia de calor a través de la pared de 1 035 W. Determine la tasa de generación de entropía en el muro y la de generación de entropía total asociada con este proceso de transferencia de calor.

Solución Se considera la transferencia de calor estacionaria a través de un muro. Para la tasa de transferencia de calor, las temperaturas de las paredes y de los alrededores especificadas, se determinarán la tasa de generación de entropía dentro del muro y la tasa de generación de entropía total.

Suposiciones **1** El proceso es estacionario, por lo tanto la tasa de transferencia de calor a través de la pared es constante. **2** La transferencia de calor a través de la pared es unidimensional.

Análisis Se toma al *muro* inicialmente como el sistema (Fig. 7-64), el cual es un *sistema cerrado* porque durante el proceso ninguna masa cruza sus fronteras. Se observa que durante el proceso el cambio de entropía del muro es cero debido a que el estado, y por lo tanto la entropía, de la pared no cambian en ningún punto de ésta. El calor y la entropía entran de un lado del muro y salen por el otro.

La forma de tasa de balance de entropía para el muro se simplifica a

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{entrada}} - \dot{S}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia}\\ \text{neta de entropía por}\\ \text{calor y masa}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Tasa de genera-}\\ \text{ción de entropía}}} = \underbrace{\overbrace{dS_{\text{sistema}}/dt}^{0\ \text{(estable)}}}_{\substack{\text{Tasa de cambio}\\ \text{de entropía}}}$$

$$\left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)_{\text{entrada}} - \left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)_{\text{salida}} + \dot{S}_{\text{gen}} = 0$$

$$\frac{1\,035\ \text{W}}{293\ \text{K}} - \frac{1\,035\ \text{W}}{278\ \text{K}} + \dot{S}_{\text{gen}} = 0$$

Por consiguiente, la tasa de generación de entropía en el muro es

$$\dot{S}_{\text{gen,muro}} = \mathbf{0.191\ W/K}$$

Observe que la transferencia de entropía por calor en cualquier localidad es *Q/T* en dicha localidad y la dirección de transferencia de entropía es igual a la dirección de transferencia de calor.

Para determinar la tasa de generación de entropía total durante este proceso de transferencia de calor, se extiende el sistema para incluir las regiones en ambos lados de la pared que experimentan un cambio de temperatura. Entonces un lado de la frontera del sistema se encuentra a la temperatura de la habitación mientras el otro, a la temperatura exterior. El balance de entropía para este *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos) es igual al anteriormente dado, excepto que las dos temperaturas de la frontera son ahora 300 y 273 K en lugar de 293 y 278 K, respectivamente. Así, la tasa de generación de entropía total se vuelve

$$\frac{1\,035\ \text{W}}{300\ \text{K}} - \frac{1\,035\ \text{W}}{273\ \text{K}} + \dot{S}_{\text{gen,total}} = 0 \quad \rightarrow \quad \dot{S}_{\text{gen,total}} = \mathbf{0.341\ W/K}$$

Comentario Observe que el cambio de entropía de este sistema extendido es cero porque el estado del aire no cambia en cualquier punto durante el proceso. Las diferencias entre las dos generaciones de entropía son 0.150 W/K, lo cual representa la entropía generada en las capas aéreas halladas en ambos lados del muro. La generación de entropía en este caso se debe completamente a la transferencia de calor irreversible a través de una diferencia finita de temperatura.

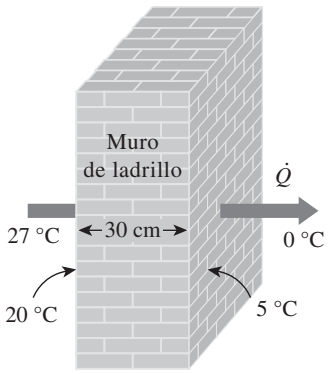


Figura 7-64
Esquema para el ejemplo 7-17.

EJEMPLO 7-18 Generación de entropía durante un proceso de estrangulación

Durante un proceso de flujo estacionario, vapor de agua a 7 MPa y 450 °C es estrangulado en una válvula a una presión de 3 MPa. Determine la entropía generada durante este proceso y verifique si se satisface el principio de incremento de entropía.

Solución Se estrangula vapor de agua a una presión especificada. Se determinará la entropía generada durante este proceso y se verificará la validez del principio de incremento de entropía.

Suposiciones **1** Esto es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con el tiempo en cualquier punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$, $\Delta E_{VC} = 0$ y $\Delta S_{VC} = 0$. **2** La transferencia de calor hacia o desde la válvula es insignificante. **3** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes, $\Delta ec = \Delta ep = 0$.

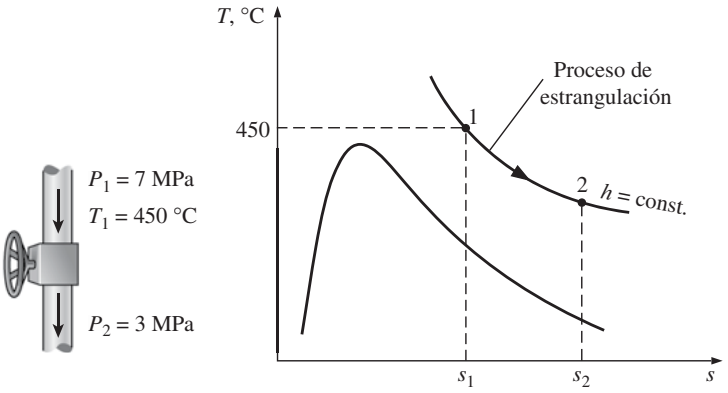


Figura 7-65
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-18.

Análisis Se considera la válvula de estrangulación como el *sistema* (Fig. 7-65), el cual corresponde a un *volumen de control* porque la masa cruza la frontera del sistema durante el proceso. Note que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. Como la entalpía de un fluido permanece aproximadamente constante durante un proceso de estrangulación, entonces $h_2 \cong h_1$.

La entropía del vapor de los estados de entrada y salida se determinan a partir de las tablas de vapor como

Estado 1:
$$\left.\begin{matrix} P_1 = 7\ \text{MPa} \\ T_1 = 450\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_1 = 3\,288.3\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 6.6353\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \end{matrix}$$

Estado 2:
$$\left.\begin{matrix} P_2 = 3\ \text{MPa} \\ h_2 = h_1 \end{matrix}\right\} \quad s_2 = 7.0046\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Entonces la generación de entropía por unidad de masa de vapor está determinada por el balance de entropía aplicado a la válvula de estrangulación,

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{entrada}} - \dot{S}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia}\\ \text{neta de entropía por}\\ \text{calor y masa}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Tasa de genera-}\\ \text{ción de entropía}}} = \underbrace{dS_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio}\\ \text{de entropía}}} \quad \overset{0\ \text{(estable)}}{\nearrow}$$

$$\dot{m}s_1 - \dot{m}s_2 + \dot{S}_{\text{gen}} = 0$$

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}(s_2 - s_1)$$

Al dividir entre el flujo másico se obtiene

$$s_{\text{gen}} = s_2 - s_1 = 7.0046 - 6.6353 = \mathbf{0.3693\ kJ/kg \cdot K}$$

Resultado que corresponde a la cantidad de entropía generada por unidad de masa de vapor de agua cuando éste se estrangula desde su estado inicial hasta la presión final, y que es causada por la expansión libre. Obviamente, el principio de incremento de entropía se satisface durante este proceso ya que la generación de entropía es positiva.

EJEMPLO 7-19 Entropía generada cuando un bloque caliente se deja caer en un lago

Un bloque de hierro fundido de 50 kg a 500 K es lanzado hacia un lago grande que se encuentra a una temperatura de 285 K. El bloque de hierro eventualmente alcanza el equilibrio térmico con el agua del lago. Si se supone un calor específico promedio de 0.45 kJ/kg · K para el hierro, determine *a*) el cambio de entropía del bloque de hierro, *b*) el cambio de entropía del agua del lago y *c*) la entropía generada durante este proceso.

Solución Un bloque de hierro caliente se tira en un lago y se enfría a la temperatura de éste. Se determinarán los cambios de entropía tanto del hierro como del lago, así como la entropía generada durante este proceso.

Suposiciones **1** El agua y el bloque de hierro son sustancias incompresibles. **2** Pueden usarse calores específicos constantes para el agua y el hierro. **3** El cambio de las energías cinética y potencial del hierro son insignificantes, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y por lo tanto $\Delta E = \Delta U$.

Propiedades El calor específico del hierro es 0.45 kJ/kg · K (tabla A-3).

Análisis Se toma el *bloque de hierro* lanzado como el sistema (Fig. 7-66), el cual es un *sistema cerrado* porque ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso.

Para determinar los cambios de entropía tanto del bloque de hierro como del lago, primero se necesita saber la temperatura final de equilibrio. Dado que la capacidad de energía térmica del lago es muy grande en comparación con la del bloque de hierro, aquél absorberá todo el calor transferido por el bloque sin experimentar algún cambio en su temperatura. Por consiguiente, el bloque de hierro se enfriará a 285 K durante este proceso mientras la temperatura del lago permanece constante a 285 K.

a) El cambio de entropía del bloque de hierro puede determinarse a partir de

$$\Delta S_{\text{hierro}} = m(s_2 - s_1) = mc_{\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$= (50\ \text{kg})(0.45\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{285\ \text{K}}{500\ \text{K}}$$

$$= \mathbf{-12.65\ kJ/K}$$

b) La temperatura del agua del lago permanece constante a 285 K durante el proceso. También, la cantidad de transferencia de calor del bloque de hierro hacia el lago es determinada por un balance de energía en el bloque de hierro como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{mediante calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$-Q_{\text{salida}} = \Delta U = mc_{\text{prom}}(T_2 - T_1)$$

o

$$Q_{\text{salida}} = mc_{\text{prom}}(T_1 - T_2) = (50\ \text{kg})(0.45\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K})(500 - 285)\ \text{K} = 4\,838\ \text{kJ}$$

Entonces el cambio de entropía del lago será

$$\Delta S_{\text{lago}} = \frac{Q_{\text{lago}}}{T_{\text{lago}}} = \frac{+4\,838\ \text{kJ}}{285\ \text{K}} = \mathbf{16.97\ kJ/K}$$

Figura 7-66
Esquema para el ejemplo 7-19.

c) La entropía generada durante este proceso puede determinarse si se aplica un balance de entropía a un *sistema extendido* que incluya al bloque de hierro y sus alrededores inmediatos para que la temperatura de la frontera del sistema extendido esté en todo momento a 285 K:

$$\underbrace{S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de}\\ \text{entropía por calor y masa}}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Generación}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en}\\ \text{la entropía}}}$$

$$-\frac{Q_{\text{salida}}}{T_b} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}}$$

o

$$S_{\text{gen}} = \frac{Q_{\text{salida}}}{T_b} + \Delta S_{\text{sistema}} = \frac{4\,838\ \text{kJ}}{285\ \text{K}} - (12.65\ \text{kJ/K}) = \mathbf{4.32\ kJ/K}$$

Comentario La entropía generada también puede determinarse tomando el bloque de hierro y el lago entero como el sistema, el cual sería un sistema aislado, y aplicando un balance de entropía. Un sistema aislado no involucra calor o transferencia de entropía, por lo tanto la generación de entropía en este caso es igual al cambio de entropía total,

$$S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{lago}} = -12.65 + 16.97 = 4.32\ \text{kJ/K}$$

resultado que es igual al obtenido anteriormente.

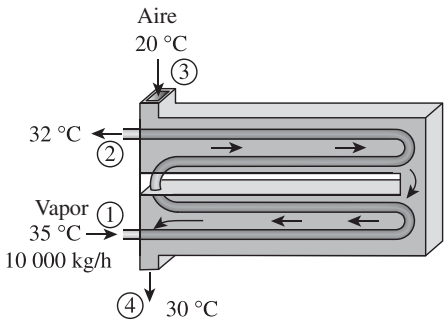


Figura 7-67
Esquema para el ejemplo 7-20.

EJEMPLO 7-20 Generación de entropía en un intercambiador de calor

El aire en un edificio grande se conserva tibio calentándolo con vapor en un intercambiador de calor (Fig. 7-67). Entra a esta unidad vapor de agua saturado a 35 °C a razón de 10 000 kg/h, y sale como líquido saturado a 32 °C. Entra a la unidad aire a una presión de 1 atm, a 20 °C, y sale a 30 °C, aproximadamente a la misma presión. Determine la tasa de generación de entropía correspondiente a este proceso.

Solución El aire se calienta por el vapor en un intercambiador de calor. Se debe determinar la tasa de generación de entropía correspondiente a este proceso.

Suposiciones **1** Existen condiciones de operación estacionaria. **2** El intercambiador de calor está bien aislado, de modo que la pérdida de calor al entorno es despreciable y, por lo tanto, la transferencia de calor del fluido caliente es igual a la transferencia de calor al fluido frío. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial de las corrientes de fluidos son despreciables. **4** El aire es un gas ideal con calores específicos constantes a temperatura ambiente interior. **5** La presión del aire permanece constante.

Análisis La razón de generación de entropía dentro del intercambiador de calor se determina aplicando la razón del balance de entropía sobre todo el intercambiador de calor:

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{entrada}} - \dot{S}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia}\\ \text{neta de entropía, por}\\ \text{calor y masa}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Tasa}\\ \text{de generación}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{\overset{0\ \text{(estacionario)}}{\overbrace{dS_{\text{sistema}}/dt}}}_{\substack{\text{Tasa de cambio}\\ \text{en la entropía}}}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor}} s_1 + \dot{m}_{\text{aire}} s_3 - \dot{m}_{\text{vapor}} s_2 - \dot{m}_{\text{aire}} s_4 + \dot{S}_{\text{gen}} = 0$$

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}_{\text{vapor}}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{\text{aire}}(s_4 - s_3)$$

El calor específico del aire a temperatura ambiente interior es $c_p = 1.005$ kJ/kg . °C (tabla A-2a). Las propiedades del vapor en los estados de entrada y salida son:

$$\left.\begin{matrix} T_1 = 35\ ^\circ\text{C} \\ x_1 = 1 \end{matrix}\right\} \begin{matrix} h_1 = 2\,564.6\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 8.3517\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \end{matrix} \quad \text{(Tabla A-4)}$$

$$\left.\begin{matrix} T_2 = 32\ ^\circ\text{C} \\ x_2 = 0 \end{matrix}\right\} \begin{matrix} h_2 = 134.10\ \text{kJ/kg} \\ s_2 = 0.4641\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \end{matrix} \quad \text{(Tabla A-4)}$$

Mediante un balance de energía, el calor transferido del vapor es igual al calor transferido al aire. Entonces, el flujo másico del aire se determina como

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{vapor}}(h_1 - h_2) = (10\,000/3\,600\ \text{kg/s})(2\,564.6 - 134.10)\ \text{kJ/kg} = 6\,751\ \text{kW}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{\dot{Q}}{c_p(T_4 - T_3)} = \frac{6\,751\ \text{kW}}{(1.005\ \text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(30 - 20)^\circ\text{C}} = 671.7\ \text{kg/s}$$

Sustituyendo en la relación de balance de entropía, la tasa de generación de entropía resulta

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{gen}} &= \dot{m}_{\text{vapor}}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{\text{aire}}(s_4 - s_3) \\ &= \dot{m}_{\text{vapor}}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{\text{aire}} c_p \ln \frac{T_4}{T_3} \\ &= (10\,000/3\,600\ \text{kg/s})(0.4641 - 8.3517)\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \\ &\quad + (671.7\ \text{kg/s})(1.005\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{303\ \text{K}}{293\ \text{K}} \\ &= \mathbf{0.745\ kW/K} \end{aligned}$$

Comentario Observe que la presión del aire permanece casi constante mientras el aire fluye por el intercambiador de calor, y por esta razón no se incluye el término de presión en la expresión de cambio de entropía para el aire.

EJEMPLO 7-21 Generación de entropía asociada a la transferencia de calor

Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene una mezcla saturada de líquido y vapor de agua a 100 °C. Durante un proceso de presión constante, 600 kJ de calor se transfieren al aire circundante que se halla a 25 °C. Como resultado, la parte de vapor dentro del cilindro se condensa. Determine *a*) el cambio de entropía del agua y *b*) la generación de entropía total durante este proceso de transferencia de calor.

Solución Un vapor húmedo pierde calor hacia sus alrededores mientras algo del vapor se condensa. Se determinará el cambio de entropía del agua y la generación de entropía total.

Suposiciones **1** No hay irreversibilidades involucradas dentro de las fronteras del sistema, por lo tanto el proceso es internamente reversible. **2** La temperatura del agua permanece constante en todas partes a 100 °C, incluso en las fronteras.

Análisis Se considera inicialmente el *agua en el cilindro* como el sistema (Fig. 7-68), el cual es un *sistema cerrado* porque ninguna masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que la presión, y por lo tanto la temperatura, del agua contenida en el cilindro permanece constante, mientras que la entropía del sistema disminuye debido a la pérdida de calor.

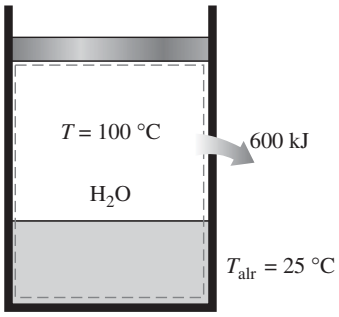


Figura 7-68
Esquema para el ejemplo 7-21.

a) Como el agua es sometida a un proceso internamente isotérmico reversible, su cambio de entropía puede determinarse a partir de

$$\Delta S_{\text{sistema}} = \frac{Q}{T_{\text{sistema}}} = \frac{-600\ \text{kJ}}{(100 + 273\ \text{K})} = \mathbf{-1.61\ kJ/K}$$

b) Para determinar la generación de entropía total durante este proceso, se considera el *sistema extendido*, el cual incluye al agua, al dispositivo de cilindro-émbolo y a la región externa inmediata del sistema que experimenta un cambio de temperatura, de manera que toda la frontera del sistema extendido se encuentre a la temperatura de los alrededores: 25 °C. El balance de entropía para este *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos) se obtiene de

$$\underbrace{S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de}\\ \text{entropía por calor y masa}}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Generación}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{de entropía}}}$$

$$-\frac{Q_{\text{salida}}}{T_b} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}}$$

o

$$S_{\text{gen}} = \frac{Q_{\text{salida}}}{T_b} + \Delta S_{\text{sistema}} = \frac{600\ \text{kJ}}{(25 + 273)\ \text{K}} + (-1.61\ \text{kJ/K}) = \mathbf{0.40\ kJ/K}$$

En este caso, la generación de entropía se debe totalmente a la transferencia de calor irreversible a través de una diferencia finita de temperatura.

Observe que el cambio de entropía de este sistema extendido es equivalente al cambio de entropía del agua, ya que tanto el dispositivo de cilindro-émbolo como los alrededores inmediatos no experimentan cambio de estado en cualquier punto, por lo tanto ningún cambio en sus propiedades, incluyendo la entropía.

Comentario Como hipótesis, considere el proceso inverso (es decir, la transferencia de 600 kJ de calor del aire circundante a 25 °C hacia el agua saturada a 100 °C) y vea si el principio de incremento de entropía puede detectar la imposibilidad de este proceso. Esta vez, la transferencia de calor será hacia agua (ganancia de calor en lugar de pérdida de calor), por lo que el cambio de entropía de ésta será +1.61 kJ/K. También, la transferencia de entropía a través de la frontera del sistema extendido tendrá la misma magnitud pero dirección opuesta. Todo esto producirá una generación de entropía de −0.4 kJ/K. El signo negativo para la generación de entropía indica que el proceso inverso es *imposible*.

Como complemento a la explicación, suponga otro escenario en el que la temperatura del aire circundante es una cantidad diferencial inferior a 100 °C (digamos 99.999 . . . 9 °C) en lugar de 25 °C. Esta vez, la transferencia de calor desde el agua saturada hacia el aire circundante ocurrirá a través del diferencial de temperatura que convierte en *reversible* este proceso. Es posible demostrar que $S_{\text{gen}} = 0$ para este proceso.

Recuerde que los procesos reversibles son procesos idealizados y pueden aproximarse pero nunca alcanzarse en la realidad.

Generación de entropía asociada con un proceso de transferencia de calor

En el ejemplo 7-21 se determinó que 0.4 kJ/K de entropía se genera durante el proceso de transferencia de calor, pero no está claro dónde exactamente tiene lugar la generación de entropía, y cómo. Para localizar con precisión el sitio donde ocurre la generación de entropía es necesario precisar la descripción del sistema, así como sus alrededores y frontera.

En el ejemplo anterior se supuso que el sistema y el aire circundante serían isotérmicos a 100 °C y 25 °C, respectivamente. Esta consideración es razonable si ambos fluidos están bien mezclados. La superficie interior de la pared también debe estar a 100 °C mientras la superficie exterior se halla a 25 °C puesto que dos cuerpos que están en contacto físico deben tener la misma temperatura en el punto en el que se tocan. Si se considera que la transferencia de entropía causada por la transferencia de calor Q a través de una superficie a temperatura constante T es Q/T, la transferencia de entropía del agua en el muro es $Q/T_{sis} = 1.61$ kJ/K. Igualmente, la transferencia de entropía de la superficie exterior del muro hacia el aire circundante es $Q/T_{alr} = 2.01$ kJ/K. Obviamente, una cantidad de entropía de $2.01 - 1.61 = 0.4$ kJ/K se genera en la pared, como se ilustra en la figura 7-69*b*).

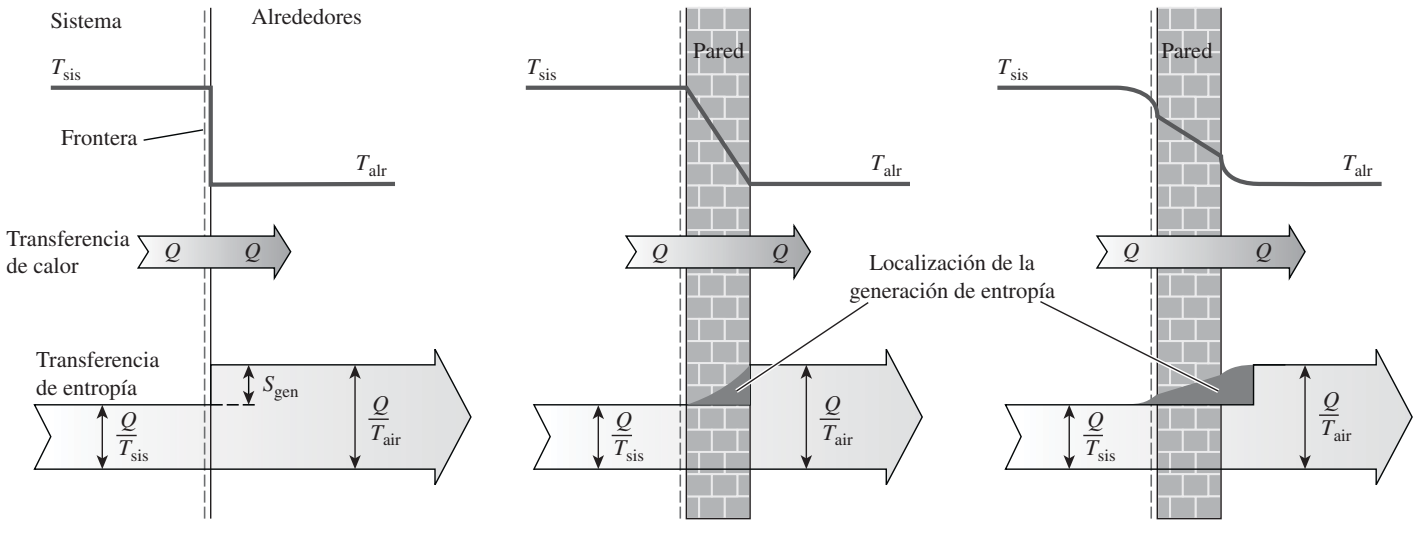
Identificar el punto de generación de entropía nos permite determinar si un proceso es internamente reversible: lo es si ninguna entropía se genera dentro de las fronteras del sistema. Por consiguiente, el proceso de transferencia de calor explicado en el ejemplo 7-21 es internamente reversible si la superficie interior de la pared se toma como la frontera del sistema, por lo tanto la pared del recipiente es excluida del sistema. Si la frontera del sistema se toma como la superficie exterior de la pared del recipiente, entonces el proceso ya no es internamente reversible debido a que el muro, sitio de generación de entropía, es ahora parte del sistema.

En el caso de muros delgados es muy tentador ignorar su masa y considerarlo como la frontera entre el sistema y los alrededores. Esta opción aparentemente inocente, oculta el sitio de la generación de entropía, lo cual es una fuente de confusión. La temperatura en este caso se reduce de repente de T_{sis} a T_{alr} en la superficie de la frontera, y la confusión surge sobre qué temperatura usar en la relación Q/T para la transferencia de entropía en la frontera.

Observe que si el sistema y el aire circundante no son isotérmicos como resultado de un mezclado insuficiente, entonces la parte donde la generación de entropía ocurrirá en el sistema y en el aire de los alrededores en la vecindad de la pared, como se muestra en la figura 7-69*c*).

Figura 7-69

Representación gráfica de la generación de entropía durante un proceso de transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperatura.



a) La pared es ignorada

b) La pared es considerada

c) Se consideran tanto la pared como la variación de temperatura en el sistema y sus alrededores.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Reducción del costo del aire comprimido

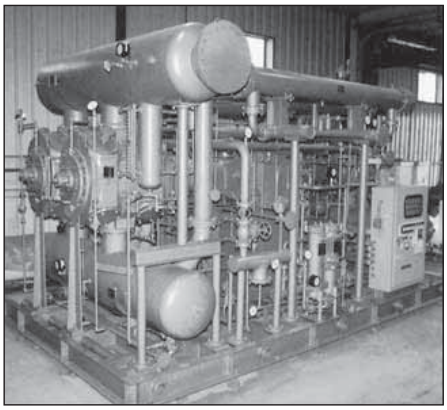


Figura 7-70

Ensamble de un compresor de 1 250 hp.

Cortesía de Dresser Rand Company, Painted Post, NY

El aire comprimido a presiones manométricas de 550 a 1 000 kPa (80 a 150 psig) normalmente se usa en las instalaciones industriales para realizar una amplia variedad de labores como *limpiar*, *operar equipo neumático* e incluso para la *refrigeración*. Es a menudo llamado el *cuarto servicio* después de la electricidad, el agua y el gas natural o petróleo. En las instalaciones de producción, hay una gran pérdida de energía asociada con los sistemas de aire comprimido y una generalizada falta de conocimiento sobre las oportunidades de conservar la energía. Una porción considerable de la pérdida de energía asociada con los sistemas de aire comprimido puede evitarse si se siguen algunas medidas de sentido común. En esta sección se discutirá acerca de las pérdidas de energía relacionadas con estos sistemas y los costos que ocasionan a los fabricantes. También se muestra cómo reducir el costo del aire comprimido en las instalaciones actuales haciendo algunas modificaciones en los periodos de recuperación de la inversión. Con excepción de algunos compresores que son impulsados por motores de gas natural, todos funcionan con motores eléctricos (Fig. 7-70).

Algunos métodos primitivos de producir un *chorro de aire* para mantener el fuego vivo en los hornos, como bolsas de aire y la caja de viento china, datan al menos del año 2000 a.C. La *trompa de agua* que comprime el aire gracias a la caída de agua en un tubo usada en la forja mediante soplado (en talleres de herrería), se cree que ha sido empleada desde el año 150 a.C. En 1650, Otto van Guericke hizo grandes mejoras en el compresor y la bomba de vacío. En 1683, Papin propuso utilizar el aire comprimido para *transmitir potencia* a largas distancias. En 1829, William Mann recibió una patente para la compresión de aire en multietapas. En 1830, Thilorier fue reconocido por comprimir en *etapas* los gases a presiones altas. En 1890, Edward Rix transmitió potencia con aire a lo largo de varias millas para operar máquinas de elevación en la mina North Star, cerca de Grass Valley, California, usando un compresor impulsado por turbinas de Pelton. En 1872, el *enfriamiento* fue adaptado para aumentar la eficiencia rociando agua directamente en el cilindro a través de las válvulas de entrada del aire. Esta "compresión húmeda" se abandonó después debido a los problemas que causaba. El enfriamiento externo entonces fue llevado a cabo mediante *camisas de agua* en los cilindros. El primer compresor de gran potencia empleado en Estados Unidos fue una unidad con cuatro cilindros construida en 1866 para ser utilizada en el túnel de Hoosac. El enfriamiento se realizó primero por medio de la inyección de agua en el cilindro y después haciendo pasar una corriente de agua sobre éste. Los avances más importantes en la tecnología moderna para compresores se deben a Burleigh, Ingersoll, Sergeant, Rand y Clayton, entre otros.

Los compresores operan en el rango de unos cuantos caballos de fuerza hasta más de 10 000 hp según su tamaño y dentro de la mayoría de las instalaciones industriales están entre el equipo de mayor consumo de energía. Los fabricantes identifican rápidamente las pérdidas de energía (y por lo tanto, de dinero) en *superficies calientes*, así como el necesario aislamiento de éstas. Sin embargo, les falta sensibilidad cuando se trata de ahorrar *aire comprimido*, ya que ven el aire como algo gratuito y el único momento en que las pérdidas de aire y los filtros de aire sucios consiguen un poco de atención es cuando las pérdidas tanto de aire como de presión interfieren con el funcionamiento normal de la central. Sin embargo, una buena atención al sistema de aire com-

* Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.

primido y la práctica de algunas medidas simples de conservación pueden producir considerables ahorros de energía y costos.

El siseo de las *fugas de aire* a veces puede oírse incluso en instalaciones industriales con un alto nivel de ruido. No son raras las *caídas de presión*, en los puntos finales de uso, del orden de 40 por ciento respecto de la presión de descarga del compresor. Una respuesta común a tal problema aún es la instalación de un compresor más grande en lugar de verificar el sistema y averiguar cuál es el problema. Una acción correctiva como ésta normalmente se toma sólo después de que el compresor más grande no elimina el problema. La energía desperdiciada en los sistemas de aire comprimido debido a mala instalación y deficiente mantenimiento puede considerarse en hasta 50 por ciento de la energía consumida por el compresor, cantidad de la que puede ahorrarse más de la mitad si se toman algunas sencillas medidas.

El costo de la electricidad para operar durante un año un compresor puede exceder el precio de compra del propio compresor. Éste es el caso sobre todo para compresores más grandes que funcionan durante dos o tres turnos. Por ejemplo, si un dispositivo de este tipo trabaja a 125 hp, impulsado por un motor eléctrico que tiene una eficiencia de 90 por ciento a carga completa durante 6 000 horas por año a $0.085/kWh, gastará $52 820 anuales por costo de electricidad, lo cual excede por mucho el de compra e instalación de una unidad estándar (Fig. 7-71).

A continuación se describen algunos procedimientos para reducir el costo de aire comprimido en las instalaciones industriales y cuantificar la energía y el ahorro en los costos asociados con ellos. Una vez que se determina la potencia desperdiciada del compresor, la *energía anual* (normalmente electricidad) y el *ahorro en los costos* pueden determinarse a partir de

$$\text{Ahorros de energía} = (\text{potencia ahorrada})/(\text{horas de operación})/\eta_{\text{motor}} \quad \textbf{(7-87)}$$

y

$$\text{Ahorros de costos} = (\text{ahorros de energía})\,(\text{costo unitario de energía}) \quad \textbf{(7-88)}$$

donde η_{motor} es la eficiencia del motor que impulsa al compresor y la unidad del corto de energía es comúnmente denominada en dólares por kilowatt-hora (1 kWh = 3 600 kJ).

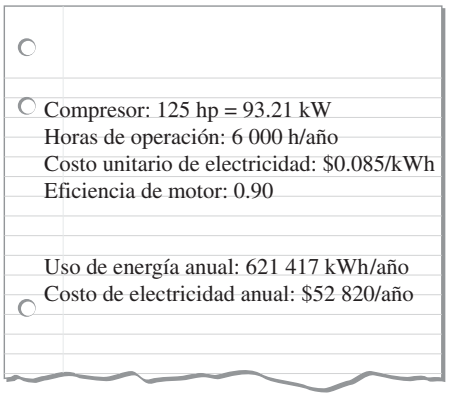


Figura 7-71

El costo de electricidad para operar un compresor durante un año puede exceder el precio de compra del compresor.

1 Reparación de las fugas en las líneas de aire comprimido

Las fugas de aire son la mayor causa de pérdida de energía en instalaciones industriales asociadas con sistemas de aire comprimido. Se requiere energía para comprimir el aire, por lo tanto la pérdida de éste es una pérdida de energía para la instalación. Un compresor debe trabajar con mayor dificultad y por mucho más tiempo para recuperar el aire perdido, además de usar más energía en el proceso. Varios estudios en las centrales han revelado que 40 por ciento del aire comprimido se pierde a través de las fugas, y eliminarlas totalmente es impráctico por lo que una proporción de fuga de 10 por ciento es considerada aceptable.

En general, las fugas de aire ocurren en *juntas*, *conexiones con bridas*, *codos*, *reductores*, *expansiones súbitas*, *sistemas de válvulas*, *filtros*, *mangueras*, *válvulas de no retorno*, *válvulas de alivio*, *extensiones* y *equipos* conectados a las líneas de aire comprimido (Fig. 7-72). La expansión y contracción como resultado de ciclos térmicos y vibración son causas comunes en el aflojamiento de juntas y por ende en las fugas de aire. De ahí que una buena costumbre sea *verificar* el sellado en las juntas y *apretarlas* periódicamente. Las fugas de aire también ocurren normalmente en los puntos finales de uso o donde las líneas de aire comprimido se conectan al equipo que funciona con aire com-

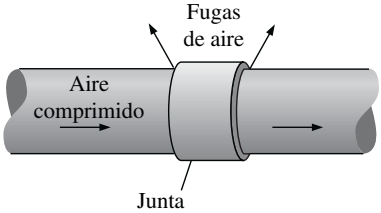


Figura 7-72

Las fugas de aire normalmente ocurren en las juntas y conexiones.

primido. Debido a la apertura y el cierre frecuentes de las líneas de aire comprimido en estos puntos, los empaques se desgastan con rapidez y necesitan ser reemplazados periódicamente.

Hay muchas maneras de detectar fugas de aire en un sistema de aire comprimido, y quizá la más sencilla de descubrir una grande es escucharla. La alta velocidad del escape de aire en la línea produce un *sonido de siseo* que es difícil ignorar excepto en ambientes con altos niveles de ruido. Otra forma de detectar fugas, especialmente pequeñas, es probar el área sospechosa con *jabonadura* y buscar que se produzcan burbujas de jabón. Obviamente, este método no es práctico para un sistema grande con muchas conexiones. Una manera moderna de verificar fugas de aire es usar un detector acústico de fugas que consiste en un micrófono direccional, amplificadores, filtros de audio e indicadores digitales.

Un modo práctico de cuantificar la totalidad de las fugas en una instalación de producción es dirigir una *prueba de caída de presión*. Esto se lleva a cabo deteniendo todas las operaciones que usan aire comprimido y cerrando los compresores y válvulas de presión que alivian la presión automáticamente, si acaso el compresor cuenta con una. Así, cualquier fuga de presión en las líneas de aire comprimido se deberá a los efectos acumulativos de fugas de aire. La caída de la presión en el sistema se nota con el tiempo y la prueba continúa hasta que la presión caiga en una cantidad que puede medirse con precisión, normalmente 0.5 atm. Se mide el tiempo que esto toma y se registra la caída de presión como una función de tiempo. Se calcula entonces el volumen total del sistema de aire comprimido, incluidos los recipientes de aire comprimido, cabezales, acumuladores y las líneas primarias de aire comprimido. Ignorar las líneas pequeñas hará más fácil el trabajo y arrojará un resultado más conservador. La tasa de fuga de aire se puede determinar utilizando la ecuación de estado de gas ideal.

La cantidad de *energía mecánica desperdiciada* al escapar una unidad de masa a través de las fugas de aire es equivalente a la cantidad real de energía que se requiere para comprimirlo, lo cual se determina de la ecuación 7-57, modificada como (Fig. 7-73)

$$w_{\text{comp,entrada}} = \frac{w_{\text{reversible,comp,entrada}}}{\eta_{\text{comp}}} = \frac{nRT_1}{\eta_{\text{comp}}(n-1)}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right] \quad \textbf{(7-89)}$$

donde n es el exponente politrópico de compresión ($n = 1.4$ cuando la compresión es isentrópica y $1 < n < 1.4$ cuando hay interenfriamiento) y η_{comp} es la eficiencia del compresor, cuyo valor normalmente está entre 0.7 y 0.9.

Con la utilización de la teoría de flujo compresible (véase Cap. 17), puede mostrarse que siempre que la presión de la línea esté por encima de 2 atm, lo cual normalmente es el caso, la velocidad del aire en el sitio de la

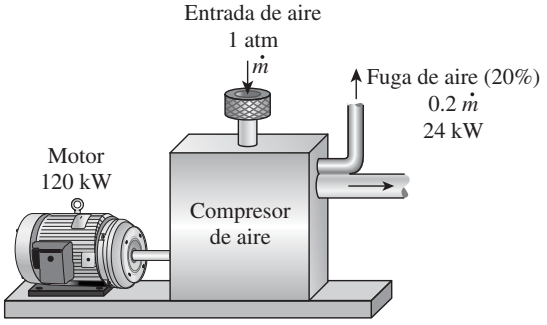


Figura 7-73

La energía desperdiciada, como los escapes de aire comprimido a través de las fugas, es equivalente a la energía requerida para comprimirlo.

fuga debe ser igual a *la velocidad local de sonido*. Entonces la **tasa de flujo másico de aire** a través de una fuga con área mínima transversal A se vuelve

$$\dot{m}_{\text{aire}} = C_{\text{descarga}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)} \frac{P_{\text{línea}}}{RT_{\text{línea}}} A \sqrt{kR \left(\frac{2}{k+1} \right) T_{\text{línea}}} \qquad \textbf{(7-90)}$$

donde k es la relación de calores específicos ($k = 1.4$ para el aire) y C_{descarga} es un coeficiente de descarga (o pérdida) que incluye las imperfecciones del flujo en el sitio de la fuga. Su valor va de aproximadamente 0.60 para un orificio con bordes afilados, hasta 0.97 para uno circular con bordes bien redondeados. Los sitios de fuga de aire son imperfectos en su forma, por lo tanto el coeficiente de descarga puede tomarse como 0.65 en la ausencia de datos reales. También, $T_{\text{línea}}$ y $P_{\text{línea}}$ son la temperatura y presión en la línea de aire comprimido, respectivamente.

Una vez que $\dot{m}_{\text{aire}}$ y $w_{\text{comp,entrada}}$ están disponibles, la **potencia desperdiciada** por el aire comprimido (o la potencia ahorrada al reparar la fuga) es determinada a partir de

$$\text{Potencia ahorrada} = \text{Potencia desperdiciada} = \dot{m}_{\text{aire}} w_{\text{comp,entrada}} \qquad \textbf{(7-91)}$$

EJEMPLO 7-22 Ahorro de energía y de costos al reparar fugas de aire

Los compresores de una instalación de producción mantienen las líneas de aire comprimido a una presión (manométrica) de 700 kPa a nivel del mar, donde la presión atmosférica es 101 kPa (Fig. 7-74). La temperatura promedio del aire es 20 °C en la succión del compresor y de 24 °C en las líneas de aire comprimido. La instalación opera 4 200 horas por año y el precio promedio de electricidad es \$0.078/kWh. Si se toma la eficiencia del compresor como 0.8, la del motor como 0.92 y el coeficiente de descarga como 0.65, determine la energía y el dinero ahorrados anualmente si se sella una fuga equivalente a un orificio de 3 mm de diámetro en la línea de aire comprimido.

Solución Se tiene una fuga en la línea de aire comprimido de una instalación. Se determinarán la energía y el dinero ahorrados por año una vez sellada la fuga.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** El aire es un gas ideal. **3** Las pérdidas de presión en las líneas de aire comprimido son insignificantes.

Análisis Se observa que la presión absoluta es la suma de la presión manométrica y atmosférica.

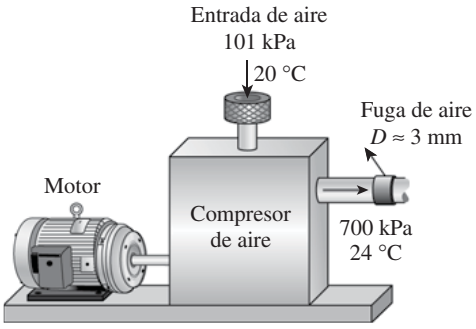


Figura 7-74
Esquema para el ejemplo 7-22.

El trabajo requerido para comprimir una unidad de masa de aire a 20 °C de presión atmosférica de 101 kPa a 700 + 101 = 801 kPa es

$$w_{\text{comp,entrada}} = \frac{nRT_1}{\eta_{\text{comp}}(n-1)}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

$$= \frac{(1.4)(0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(293\ \text{K})}{(0.8)(1.4-1)}\left[\left(\frac{801\ \text{kPa}}{101\ \text{kPa}}\right)^{0.4/1.4} - 1\right] = 296.9\ \text{kJ/kg}$$

El área transversal del orificio de 3 mm de diámetro es

$$A = \pi D^2/4 = \pi(3 \times 10^{-3}\ \text{m})^2/4 = 7.069 \times 10^{-6}\ \text{m}^2$$

Como las condiciones de la línea son 297 K y 801 kPa, el flujo másico del aire que se fuga a través del orificio se determina como

$$\dot{m}_{\text{aire}} = C_{\text{descarga}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)}\frac{P_{\text{línea}}}{RT_{\text{línea}}}A\sqrt{kR\left(\frac{2}{k+1}\right)T_{\text{línea}}}$$

$$= (0.65)\left(\frac{2}{1.4+1}\right)^{1/(1.4-1)}\frac{801\ \text{kPa}}{(0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(297\ \text{K})}(7.069 \times 10^{-6}\ \text{m}^2)$$

$$\times\sqrt{(1.4)(0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})\left(\frac{1\ 000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)\left(\frac{2}{1.4+1}\right)(297\ \text{K})}$$

$$= 0.008632\ \text{kg/s}$$

Entonces la potencia desperdiciada por el aire comprimido que se fuga es

$$\text{Potencia desperdiciada} = \dot{m}_{\text{aire}}\, w_{\text{comp,entrada}}$$

$$= (0.008632\ \text{kg/s})(296.9\ \text{kJ/kg})$$

$$= 2.563\ \text{kW}$$

El compresor funciona 4 200 h/año y la eficiencia del motor es 0.92, entonces los ahorros anuales de energía y de costos resultantes de reparar esta fuga se determinan como

$$\text{Ahorros de energía} = (\text{potencia ahorrada})\ (\text{horas de operación})/\eta_{\text{motor}}$$

$$= (2.563\ \text{kW})(4\ 200\ \text{h/año})/0.92$$

$$= \mathbf{11\ 700\ kWh/año}$$

$$\text{Ahorro en costos} = (\text{ahorros de energía})\ (\text{costo unitario de energía})$$

$$= (11\ 700\ \text{kWh/año})(\$0.078/\text{kWh})$$

$$= \mathbf{\$913/año}$$

Comentario Observe que la instalación ahorrará 11 700 kWh de electricidad con un valor de $913 por año una vez que la fuga de aire se arregle. Ésa es una cantidad sustancial para una sola fuga cuyo diámetro equivalente es de 3 mm.

2 Instalación de motores de alta eficiencia

Prácticamente todos los compresores son impulsados por motores eléctricos y la *energía eléctrica* que uno de éstos demanda para una potencia de salida especificada es *inversamente proporcional* a su eficiencia. Los motores eléctricos no pueden convertir completamente la energía eléctrica que consumen en energía

mecánica y la tasa de la potencia mecánica suministrada a la potencia eléctrica consumida durante la operación se llama la **eficiencia del motor**, η_{motor}. Por consiguiente, la potencia eléctrica consumida por el motor y la potencia mecánica (la flecha) suministrada al compresor están relacionadas por (Fig. 7-75)

$$\dot{W}_{\text{eléctrica}} = \dot{W}_{\text{comp}}/\eta_{\text{motor}} \tag{7-92}$$

Por ejemplo, si se supone que no existen pérdidas de transmisión, un motor que tiene una eficiencia de 80 por ciento demandará 1/0.8 = 1.25 kW de potencia eléctrica por cada kW de potencia entregado por la flecha al compresor, mientras que un motor con una eficiencia de 95 por ciento demandará sólo 1/0.95 = 1.05 kW para entregar 1 kW. Por lo tanto, cuesta menos operar los motores de alta eficiencia que sus contrapartes estándar, pero normalmente también cuesta más su compra. Sin embargo, los ahorros de energía recuperan la disparidad del precio durante los primeros años. Esto es especialmente cierto para compresores grandes que operan más de un turno regular. La *potencia eléctrica ahorrada* gracias a que se ha reemplazado el motor estándar con eficiencia $\eta_{\text{estándar}}$ por otro de alta eficiencia con eficiencia $\eta_{\text{eficiente}}$, se determina

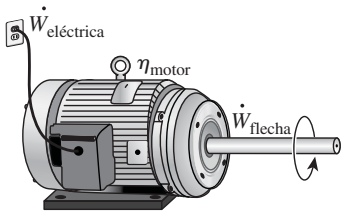
$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{eléctrica,ahorrada}} &= \dot{W}_{\text{eléctrica, estándar}} - \dot{W}_{\text{eléctrica,eficiente}} \\ &= \dot{W}_{\text{comp}}(1/\eta_{\text{estándar}} - 1/\eta_{\text{eficiente}}) \\ &= (\text{Potencia nominal})(\text{Factor de carga})(1/\eta_{\text{estándar}} - 1/\eta_{\text{eficiente}})\end{aligned} \tag{7-93}$$

donde la *potencia nominal* es la del motor indicada en su placa (la potencia que el motor entrega a carga plena) y el *factor de carga* es la fracción de la potencia nominal a la que el motor normalmente opera. Entonces, los ahorros de energía anuales resultantes de reemplazar un motor tipo estándar por otro de alta eficiencia son

$$\text{Ahorros de energía} = \dot{W}_{\text{eléctrica,ahorrada}} \times \text{horas anuales de operación} \tag{7-94}$$

Las eficiencias de los motores empleados para impulsar compresores están entre aproximadamente 70 por ciento y más de 96 por ciento. La parte de energía eléctrica no convertida a mecánica se convierte en calor. La cantidad de calor generado por los motores puede alcanzar niveles altos, sobre todo a carga parcial, y puede causar sobrecalentamiento si no se disipa eficazmente. También es posible que cause que la temperatura del aire en el cuarto del compresor suba a niveles indeseables. Por ejemplo, un motor de 100 kW con 90 por ciento de eficiencia genera tanto calor como un calentador de resistencia de 10 kW en un espacio confinado del cuarto de compresores y contribuye en gran medida a la calefacción del aire de esa área. Si este aire caliente no es ventilado apropiadamente y el aire en el compresor es impulsado desde el interior del cuarto, el desempeño del dispositivo también disminuirá, como se explica después.

Las consideraciones importantes en la selección del motor para un compresor son el perfil de operación del compresor (es decir, la variación de la carga con el tiempo), y la eficiencia del motor en condiciones de carga parcial. La eficiencia de la carga parcial de un motor es tan importante como su eficiencia a carga completa si se espera que el compresor opere a carga parcial durante una porción significativa del tiempo total de funcionamiento. Un motor típico tiene una curva de eficiencia casi plana entre carga media y carga completa, y normalmente la eficiencia máxima está en aproximadamente 75 por ciento de carga. Por abajo de media carga, la eficiencia baja bastante escarpadamente, por lo tanto la operación inferior a 50 por ciento de carga debe evitarse tanto como sea posible. Por ejemplo, la eficiencia de un motor puede caer de 90



Eficiencia del motor η_{motor}	Potencia eléctrica consumida por kW de potencia mecánica (en flecha) de salida $\dot{W}_{\text{eléctrica}} = \dot{W}_{\text{flecha}}/\eta_{\text{motor}}$
100%	1.00 kW
90	1.11
80	1.25
70	1.43
60	1.67
50	2.00
40	2.50
30	3.33
20	5.00
10	10.00

Figura 7-75

La energía eléctrica consumida por un motor es inversamente proporcional a su eficiencia.

por ciento a carga completa a 87 por ciento a carga media y a 80 por ciento a una cuarta parte (Fig. 7-76). Por otro lado, la eficiencia de otro motor con características técnicas similares puede caer de 91 por ciento a carga completa a 75 por ciento a una cuarta parte. Obviamente, el primer motor es más adecuado para una situación en la cual se espera que un compresor opere a una cuarta parte de carga durante un periodo significativo de tiempo. La eficiencia en condiciones de carga parcial puede ser mejorada en gran medida instalando controladores de voltaje variables, si acaso resulta económico. Por otra parte, *sobreespecificar* un motor solamente para tener un rango de seguridad y alguna potencia excedente es una mala práctica, ya que esto causará que el motor opere casi siempre a *carga parcial* y por lo tanto a *menor eficiencia*. Además, los motores sobreespecificados tienen un costo inicial superior, pero desperdician poca energía cuando operan a cargas mayores de 50 por ciento.

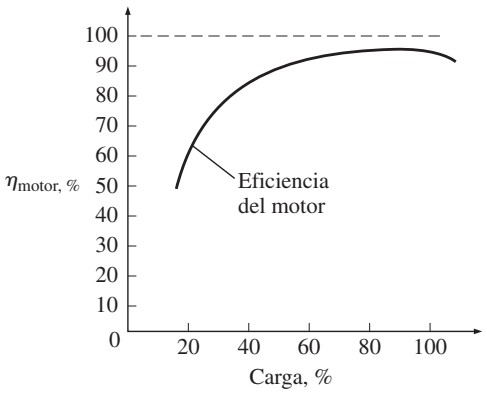


Figura 7-76
La eficiencia de un motor eléctrico decrece con carga parcial.

Uso de un motor más pequeño a alta capacidad

Tendemos a comprar *equipo más grande* del que necesitamos porque deseamos tener un margen futuro de seguridad o expansión anticipado, y los compresores no escapan a esta tendencia. Las incertidumbres en la operación de una central son en parte responsables de que se opte por un compresor más grande, ya que se prefiere tener un compresor sobreespecificado que uno insuficiente. A veces se adquieren compresores que tienen varias veces la capacidad requerida porque se tiene la percepción de que la capacidad extra puede necesitarse algún día. El resultado es un compresor que trabaja intermitentemente a carga completa, u otro que lo hace continuamente a carga parcial.

Un compresor que opera a carga parcial causa que el motor también opere menos eficazmente debido a que la eficiencia de un motor eléctrico disminuye al variar el punto de operación por abajo de su potencia nominal, como se explicó anteriormente. El resultado es un motor que consume más electricidad por unidad de potencia entregada, y por lo tanto un funcionamiento más caro. Los costos de operación pueden reducirse si se cambia a un motor menor que trabaje a su potencia nominal y por ende a la más alta eficiencia.

3 Uso de aire externo para la succión del compresor

Se señaló anteriormente que la potencia consumida por un compresor es proporcional al *volumen específico*, el cual es a su vez proporcional a la *temperatura absoluta* del gas a una presión dada. También se mostró a partir de la ecuación 7-89 que el trabajo del compresor es directamente proporcional a la *temperatura de entrada* del aire; en consecuencia, a temperatura más baja en la entrada de

aire, menor es el trabajo del compresor. Entonces el *factor de reducción de potencia* que es la fracción de potencia del compresor reducida como resultado de tomar el aire de succión del exterior, se convierte en

$$f_{\text{reducción}} = \frac{W_{\text{comp,interior}} - W_{\text{comp,exterior}}}{W_{\text{comp,interior}}} = \frac{T_{\text{interior}} - T_{\text{exterior}}}{T_{\text{interior}}} = 1 - \frac{T_{\text{exterior}}}{T_{\text{interior}}} \quad \textbf{(7-95)}$$

donde T_{interior} y T_{exterior} son las temperaturas absolutas (K o R) del ambiente, dentro y fuera de la instalación, respectivamente. Así, reduciendo la temperatura absoluta de entrada en 5 por ciento, por ejemplo, se reducirá la potencia de entrada del compresor en esa misma cantidad. Como regla, para una cantidad especificada de aire comprimido, el consumo máximo del compresor disminuye (o, para una entrada fija de potencia, la cantidad de aire comprimido aumenta) en 1 por ciento para cada caída de 3 °C en la temperatura del aire que entra al compresor.

Los compresores normalmente se localizan dentro de las instalaciones de producción o en resguardos adyacentes específicamente construidos fuera de estas instalaciones. El aire de succión normalmente se toma del interior del edificio o resguardo; sin embargo, en muchas localidades la temperatura del aire dentro del edificio es superior a la del exterior, debido a calefactores especiales usados durante el invierno y el calor disipado durante todo el año por un gran número de equipos mecánicos y eléctricos así como por hornos. La elevación de temperatura en el resguardo también se debe a la disipación de calor del compresor y su motor. El aire exterior es generalmente *más frío* y por lo tanto *más denso* que el hallado en el cuarto del compresor, incluso en los calurosos días de verano. Por consiguiente, es aconsejable instalar un *ducto de succión* a la entrada del compresor para que el aire sea suministrado directamente del exterior del edificio en lugar del interior, como se muestra en la figura 7-77. Esto reducirá el consumo de energía del compresor porque toma menos energía para comprimir una cantidad especificada de aire frío que esa misma cantidad pero de aire caliente. En invierno, comprimir el aire caliente en un edificio también desperdicia energía utilizada para calentar el aire.

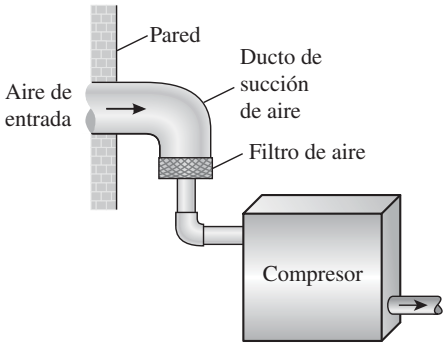


Figura 7-77
El consumo de potencia del compresor puede reducirse tomando el aire del exterior.

4 Reducción del valor de la presión del aire

Otra fuente de pérdida de energía en los sistemas de aire comprimido es comprimir el aire a una presión superior a la requerida por el equipo, ya que se necesita más energía para efectuar la compresión a una mayor presión. En tales casos es posible obtener considerables ahorros de energía si se determina la presión mínima requerida y reduciendo el ajuste de control de presión de aire en el compresor. Esto puede hacerse en compresores reciprocantes y de tipo tornillo sólo con ajustar el valor de presión para que coincida con las necesidades.

La cantidad de energía requerida para comprimir una unidad de masa de aire se determina a partir de la ecuación 7-89, de la que se observa que mientras más alta sea la presión P_2 a la salida del compresor, más grande es el trabajo requerido para la compresión. Al reducir la presión de salida del compresor a $P_{2,\text{reducida}}$ se disminuirá la potencia de entrada requerida por el compresor en un factor de

$$f_{\text{reducción}} = \frac{w_{\text{comp,corriente}} - w_{\text{comp,reducida}}}{w_{\text{comp,corriente}}} = 1 - \frac{(P_{2,\text{reducida}}/P_1)^{(n-1)/n} - 1}{(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1} \quad \textbf{(7-96)}$$

Por ejemplo, un factor de reducción de potencia (o ahorro) de $f_{\text{reducción}} = 0.08$, indica que el consumo máximo del compresor se reduce en 8 por ciento como resultado de disminuir el valor de presión.

Algunas aplicaciones requieren de aire ligeramente comprimido, en estos casos esto puede satisfacerse con un ventilador en lugar de un compresor y de esta manera ahorrarse energía considerablemente, ya que un ventilador necesita una pequeña fracción de la potencia requerida por un compresor para una tasa de flujo másico especificado.

EJEMPLO 7-23 Reducción de la presión para disminuir el costo

El aire comprimido que requiere una central localizada a 1 400 m de elevación es suministrado por un compresor de 75 hp que toma el aire a la presión atmosférica local de 85.6 kPa y a una temperatura media de 15 °C para comprimirlo a una presión manométrica de 900 kPa (Fig. 7-78). La central está pagando actualmente $12 000 anuales en costos de electricidad para operar el compresor. Un análisis del sistema de aire comprimido y el equipo que lo usa revela que comprimir el aire a 800 kPa es suficiente para la central. Determine cuánto dinero se ahorrará como resultado de reducir la presión del aire comprimido.

Solución El compresor de una instalación comprime el aire a una presión mayor a la requerida. Se determinarán los ahorros en los costos asociados con la reducción de presión del compresor.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal. **2** El proceso de compresión es isentrópico y por lo tanto $n = k = 1.4$.

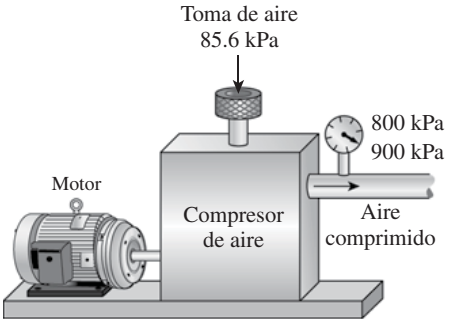


Figura 7-78
Esquema para el ejemplo 7-23.

Análisis La fracción de energía ahorrada por reducir el valor de la presión del compresor es

$$f_{\text{reducción}} = 1 - \frac{(P_{2,\text{reducida}}/P_1)^{(n-1)/n} - 1}{(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1}$$

$$= 1 - \frac{(885.6/85.6)^{(1.4-1)/1.4} - 1}{(985.6/85.6)^{(1.4-1)/1.4} - 1} = 0.060$$

Es decir, al reducir el valor de la presión, se disminuirá la energía consumida por el compresor en alrededor de 6 por ciento. Entonces,

$$\text{Ahorros en costos} = (\text{costo actual})\, f_{\text{reducción}} = (\$12\,000/\text{año})\,(0.06)$$

$$= \mathbf{\$720/año}$$

Por consiguiente, reducir el valor de la presión por 100 kPa producirá ahorros anuales de $720 en este caso.

Existen también otras maneras de reducir el costo del aire comprimido en las instalaciones industriales, una obvia es *apagar el compresor* durante los periodos no productivos como las horas de almuerzo, durante la noche e incluso los fines de semana, ya que una cantidad considerable de potencia se desperdicia durante el modo de espera. Sobre todo éste es el caso de los compresores de tipo tornillo, los cuales consumen de esta manera 85 por ciento de su potencia nominal. Sin embargo, los compresores reciprocantes no son inmunes a esta deficiencia, porque también deben pasar por un ciclo de encendido y apagado debido a las fugas de aire presentes en las líneas de aire comprimido. El sistema puede cerrarse manualmente durante los periodos no productivos para ahorrar energía, pero si se instala un temporizador (con posible intervención manual) es preferible para hacer el cierre automáticamente porque es de naturaleza humana aplazar las cosas cuando los beneficios no son obvios o inmediatos.

En *secadores refrigerados*, el aire comprimido a veces se enfría considerablemente por abajo de su punto de rocío con la finalidad de condensar y retirar una fracción grande del vapor de agua contenido en el aire, así como otros gases no condensables como los vapores de aceite. Cuando se comprime adiabáticamente a sólo 700 kPa, la temperatura del aire sube considerablemente al ser comprimido, a veces excediendo los 250 °C a la salida del compresor. Por consiguiente, es deseable enfriar el aire después de la compresión para minimizar la cantidad de potencia que consume el sistema de refrigeración, tal como es mejor permitir que la comida caliente se enfríe en la cacerola a temperatura ambiente antes de guardarla en el refrigerador. El enfriamiento puede hacerse con aire del ambiente o con agua, mientras el calor recogido por el elemento de enfriamiento se usa para la calefacción del espacio, para calentar agua de alimentación de calderas o para calentamiento relacionado con el proceso.

Por lo común los compresores son enfriados directamente por el aire o con la circulación de un líquido como aceite o agua a través del dispositivo para minimizar el consumo de energía. El calor recogido por el aceite o el agua comúnmente se descarga hacia el aire ambiente por medio de un intercambiador de calor. Este *calor rechazado* por lo general representa cantidades entre 60 y 90 por ciento de la potencia de entrada, por lo tanto representa una gran cantidad de energía que puede emplearse para un propósito útil como *calentamiento de espacios* en invierno, *precalentamiento* del aire o agua en un horno, u otros propósitos relacionados con los procesos industriales (Fig. 7-79). Por

ejemplo, suponiendo que 80 por ciento de potencia de entrada se convierte en calor, un compresor de 150 hp, cuando opera a carga completa, puede rechazar tanto calor como un calentador eléctrico de 90 kW u otro de gas natural de 400 000 Btu/h. Así, el uso apropiado del calor desechado de un compresor puede producir ahorros significativos de energía y costos.

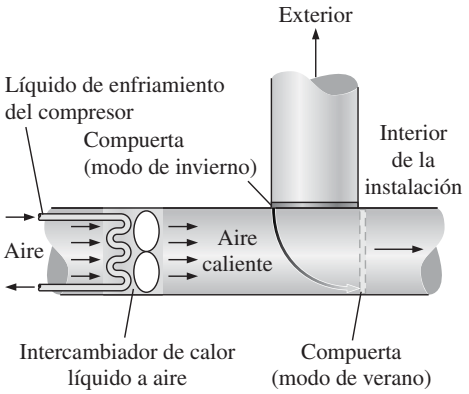


Figura 7-79
El calor desechado por un compresor puede usarse para calentar un edificio en invierno.

RESUMEN

La segunda ley de la termodinámica conduce a la definición de una nueva propiedad llamada *entropía* que es una medida cuantitativa de desorden microscópico para un sistema. Cualquier cantidad cuya integral cíclica es cero es una propiedad, y la entropía está definida como

$$dS = \left(\frac{dQ}{T}\right)_{\text{int rev}}$$

Para el caso especial de un proceso isotérmico internamente reversible,

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0}$$

La parte de la desigualdad en la desigualdad de Clausius combinada con la definición de entropía produce una desigualdad conocida como el *principio de incremento de entropía*, que se expresa como

$$S_{\text{gen}} \geq 0$$

donde S_{gen} es la *entropía generada* durante el proceso. El cambio de entropía es ocasionado por la transferencia de calor, el flujo másico e irreversibilidades. La transferencia de calor hacia un sistema aumenta la entropía, y la transferencia de calor desde un sistema la disminuye. El efecto de las irreversibilidades siempre es aumentar la entropía.

El *cambio de entropía* y las *relaciones isentrópicas* para un proceso pueden resumirse como:

1. *Sustancias puras:*

Cualquier proceso: $\Delta s = s_2 - s_1$

Proceso isentrópico: $s_2 = s_1$

2. *Sustancias incompresibles:*

Cualquier proceso: $s_2 - s_1 = c_{\text{prom}} \ln \dfrac{T_2}{T_1}$

Proceso isentrópico: $T_2 = T_1$

3. *Gases ideales:*

a) Calores específicos constantes (tratamiento aproximado):
Cualquier proceso:

$$s_2 - s_1 = c_{v,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$s_2 - s_1 = c_{p,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Proceso isentrópico:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k}$$

b) Calores específicos variables (tratamiento exacto):
Cualquier proceso:

$$s_2 - s_1 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Proceso isentrópico:

$$s_2^\circ = s_1^\circ + R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const}} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}}$$

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)_{s=\text{const}} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}}$$

donde P_r es la *presión relativa* y v_r es el *volumen específico relativo*. La función s° sólo depende de la temperatura.

El *trabajo de flujo estacionario* para un proceso reversible puede expresarse en términos de las propiedades del fluido como

$$w_{\text{rev}} = -\int_1^2 v\,dP - \Delta\text{ec} - \Delta\text{ep}$$

Para sustancias incompresibles (v = constante) se simplifica a

$$w_{\text{rev}} = -v\,(P_2 - P_1) - \Delta\text{ec} - \Delta\text{ep}$$

El trabajo realizado durante un proceso de flujo estacionario es proporcional al volumen específico, por consiguiente, v debe mantenerse tan pequeño como sea posible durante un proceso de compresión para minimizar la entrada de trabajo y tan grande como sea posible durante un proceso de expansión para aumentar al máximo la salida de trabajo.

Las entradas de trabajo reversibles de un compresor que comprime un gas ideal de T_1, P_1 a P_2 de manera isentrópica (Pv^k = constante), politrópica (Pv^n = constante) o isotérmica (Pv = constante), se determina mediante la integración para cada caso, de donde se obtienen los siguientes resultados:

Isentrópica: $w_{\text{comp,ent}} = \dfrac{kR(T_2 - T_1)}{k-1} = \dfrac{kRT_1}{k-1}\left[\left(\dfrac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1\right]$

Politrópica: $w_{\text{comp,ent}} = \dfrac{nR(T_2 - T_1)}{n-1} = \dfrac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\dfrac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$

Isotérmica: $w_{\text{comp,ent}} = RT\ln\dfrac{P_2}{P_1}$

Es posible reducir la entrada de trabajo a un compresor usando la compresión de etapas múltiples con interenfriamiento. Para lograr ahorros máximos en la entrada de trabajo, las razones de presión por cada etapa del compresor deben ser iguales.

La mayoría de los dispositivos de flujo estacionario operan bajo condiciones adiabáticas, y el proceso ideal para estos dispositivos es el isentrópico. El parámetro que describe qué tanta eficiencia tiene un dispositivo para acercarse al dispositivo isentrópico correspondiente se llama *eficiencia isentrópica* o *adiabática*. Para las turbinas, compresores y toberas aceleradoras, se expresa como sigue:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo real de la turbina}}{\text{Trabajo isentrópico de la turbina}} = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}}$$

$$\eta_C = \frac{\text{Trabajo isentrópico del compresor}}{\text{Trabajo real del compresor}} = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

$$\eta_N = \frac{\text{Energía cinética real a la salida de la tobera}}{\text{Energía cinética isentrópica a la salida de la tobera}} = \frac{V_{2a}^2}{V_{2s}^2} \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}}$$

En las relaciones anteriores, h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpía en el estado de salida para los procesos real e isentrópico, respectivamente.

El balance de entropía para cualquier sistema que experimenta cualquier proceso puede expresarse en forma general como

$$\underbrace{S_{\text{ent}} - S_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta}\\ \text{de entropía por calor}\\ \text{y masa}}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Generación}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de}\\ \text{entropía}}}$$

o, en *forma de tasa*, como

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{ent}} - \dot{S}_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia}\\ \text{neta de entropía por}\\ \text{calor y masa}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Tasa de genera-}\\ \text{ción de entropía}}} = \underbrace{dS_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de}\\ \text{entropía}}}$$

Para un *proceso* general de *flujo estacionario* se simplifica a

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k}$$

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, 3a. ed., Nueva York, Wiley Interscience, 2006.
2. A. Bejan, *Entropy Generation through Heat and Fluid Flow*, Nueva York, Wiley Interscience, 1982.
3. Y. A. Çengel y H. Kimmel, "Optimization of Expansion in Natural Gas Liquefaction Processes", *LNG Journal*, U.K., mayo-junio, 1998.
4. Y. Çerci, Y. A. Çengel y R. H. Turner, "Reducing the Cost of Compressed Air in Industrial Facilities", *International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, San Francisco, California, 12-17 de noviembre, 1995.
5. W. F. E. Feller, *Air Compressors: Their Installation, Operation, and Maintenance*, Nueva York, McGraw-Hill, 1944.
6. D. W. Nutter, A. J. Britton y W. M. Heffington, "Conserve Energy to Cut Operating Costs", *Chemical Engineering*, septiembre de 1993, pp. 127-137.
7. J. Rifkin, *Entropy*, Nueva York, The Viking Press, 1980.
8. M. Kostic, "Revisiting The Second Law of Energy Degradation and Entropy Generation: From Sadi Carnot's Ingenious Reasoning to Holistic Generalization", *AIP Conf. Proc*. 1411, pp. 327-350, 2011; doi: 10.1063/1.3665247.

PROBLEMAS*

La entropía y el principio del incremento de entropía

7-1C ¿La temperatura en la relación de desigualdad de Clausius tiene que ser temperatura absoluta? ¿Por qué?

7-2C ¿La integral cíclica del trabajo tiene que ser cero (es decir, un sistema tiene que producir tanto trabajo como consume para completar un ciclo)? Explique.

7-3C ¿La cantidad cuya integral cíclica es cero necesariamente es una propiedad?

7-4C Para determinar el cambio de entropía para un proceso irreversible entre los estados 1 y 2, ¿debe realizarse la integral $\int_1^2 \delta Q/T$ a lo largo de la trayectoria real del proceso o a lo largo de una trayectoria reversible imaginaria? Explique.

7-5C ¿Un proceso isotérmico necesariamente es reversible internamente? Explique su respuesta con un ejemplo.

7-6C ¿Cómo se comparan los valores de la integral $\int_1^2 \delta Q/T$ para un proceso reversible y un irreversible entre los mismos estados inicial y final?

7-7C La entropía de una patata horneada caliente disminuye al enfriarse. ¿Es ésta una violación del principio del incremento de entropía? Explique.

7-8C Cuando un sistema es adiabático, ¿qué se puede decir acerca del cambio de entropía de la sustancia en el sistema?

7-9C El trabajo es libre de entropía, y algunas veces se afirma que el trabajo no cambia la entropía de un fluido que pasa a través de un sistema adiabático de flujo estacionario con una sola entrada y una sola salida. ¿Es ésta una afirmación válida?

7-10C Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene gas helio. Durante un proceso reversible isotérmico, la entropía del helio (*nunca*, *a veces*, *siempre*) aumentará.

7-11C Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene gas nitrógeno. Durante un proceso reversible adiabático, la entropía del nitrógeno (*nunca*, *a veces*, *siempre*) aumentará.

7-12C Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene vapor de agua sobrecalentado. Durante un proceso real adiabático, la entropía del vapor (*nunca*, *a veces*, *siempre*) aumentará.

7-13C La entropía del vapor de agua (*aumentará*, *disminuirá*, *quedará igual*) cuando fluye por una turbina real adiabática.

7-14C La entropía del fluido de trabajo del ciclo ideal de Carnot (*aumenta*, *disminuye*, *queda igual*) durante el proceso isotérmico de adición de calor.

7-15C La entropía del fluido de trabajo del ciclo ideal de Carnot (*aumenta*, *disminuye*, *queda igual*) durante el proceso isotérmico de rechazo de calor.

7-16C Durante un proceso de transferencia térmica, la entropía de un sistema (*siempre*, *a veces*, *nunca*) aumenta.

7-17C El vapor de agua se acelera al fluir por una tobera real adiabática. La entropía del vapor en la salida será (*mayor que*, *igual a*, *menos que*) la entropía en la entrada de la tobera.

7-18C ¿Cuáles son los tres mecanismos diferentes que pueden hacer que cambie la entropía de un volumen de control?

7-19E Una máquina térmica completamente reversible opera con una fuente a 1 500 R y un sumidero térmico a 500 R. Si la entropía del sumidero aumenta en 10 Btu/R, ¿cuánto disminuirá la entropía de la fuente? ¿Cuánto calor, en Btu, se transfiere de esta fuente?

7-20 Se comprime aire mediante un compresor de 15 kW, de P_1 a P_2. La temperatura del aire se mantiene constante a 25 °C durante este proceso, como resultado de la transferencia térmica al entorno a 20 °C. Determine la tasa de cambio de entropía del aire. Indique las suposiciones que se hicieron al resolver este problema. *Respuesta:* −0.0503 kW/K

7-21 Se transfiere calor, en la cantidad de 100 kJ, directamente de un depósito caliente a 1 200 K a un depósito frío a 600 K. Calcule el cambio de entropía de los dos depósitos y determine si se satisface el principio de incremento de entropía.

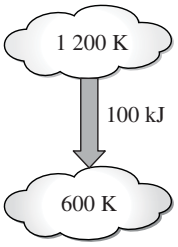


Figura P7-21

7-22 En el problema anterior, suponga que el calor se transfiere del depósito frío al caliente, en forma contraria a la expresión de Clausius de la segunda ley. Pruebe que esto viola el principio del incremento de entropía, como debe ser de acuerdo con Clausius.

7-23 Una bomba de calor completamente reversible produce calor a razón de 300 kW para calentar una casa que se mantiene a 24 °C. El aire exterior, que está a 7 °C, sirve como fuente. Calcule la tasa de cambio de entropía de los dos depósitos y determine si esta bomba de calor satisface la segunda ley de acuerdo con el principio de incremento de entropía.

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto, y se exhorta a los alumnos a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono ◔ son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

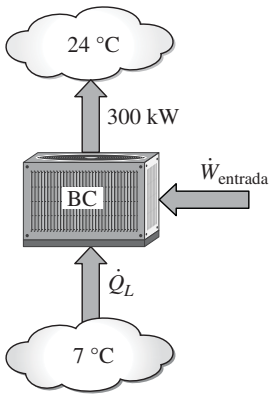


Figura P7-23

7-24 Durante un proceso de adición de calor isotérmico de un ciclo de Carnot, se agregan 900 kJ de calor al fluido de trabajo de una fuente que está a 400 °C. Determine *a*) el cambio de entropía del fluido de trabajo, *b*) el cambio de entropía de la fuente y *c*) el cambio de entropía total de todo el proceso.

7-25 Reconsidere el problema 7.24 y con ayuda del software EES (u otro) estudie los efectos de las variaciones de calor añadidas al fluido de trabajo y la temperatura de la fuente sobre el cambio de entropía del fluido, de la fuente y del proceso. Permita una variación de 100 a 1 000 °C en la temperatura de la fuente. Grafique los cambios de entropía de la fuente y del fluido en función de la temperatura de la fuente para cantidades de calor de 500 kJ, 900 kJ y 1 300 kJ y analice los resultados.

7-26E Durante el proceso isotérmico de rechazo de calor en un ciclo Carnot, el fluido de trabajo experimenta un cambio de entropía de −0.7 Btu/R. Si la temperatura del sumidero térmico es de 95 °F, determine *a*) la cantidad de transferencia de calor, *b*) el cambio de entropía del sumidero y *c*) el cambio total de entropía para este proceso.
Respuestas: a) 389 Btu; *b*) 0.7 Btu/R; *c*) 0

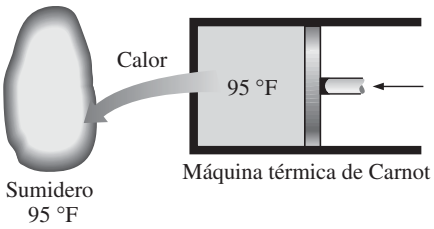


Figura P7-26E

7-27 Entra refrigerante 134a en los serpentines del evaporador de un sistema de refrigeración como un vapor húmedo a una presión de 140 kPa. El refrigerante absorbe 180 kJ de calor del espacio enfriado, que se mantiene a −10 °C, y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine *a*) el cambio de entropía del refrigerante, *b*) el cambio de entropía del espacio enfriado y *c*) el cambio de entropía total para este proceso.

Cambios de entropía de sustancias puras

7-28C Un proceso que es internamente reversible y adiabático ¿es necesariamente isentrópico? Explique.

7-29E 2 lbm de agua a 300 psia llenan un dispositivo de cilindro-émbolo, cuyo volumen es 2.5 pies^3. El agua se calienta luego a presión constante hasta que la temperatura llega a 500 °F. Determine el cambio resultante en la entropía total del agua. *Respuesta:* 0.474 Btu/R

7-30 Un recipiente rígido bien aislado contiene 3 kg de un vapor húmedo de agua a 200 kPa. Inicialmente, tres cuartas partes de la masa se encuentra en la fase líquida. Un calentador de resistencia eléctrica colocado en el recipiente se enciende ahora y se mantiene encendido hasta que todo el líquido del recipiente se vaporiza. Determine el cambio de entropía del vapor durante este proceso. *Respuesta:* 11.1 kJ/K

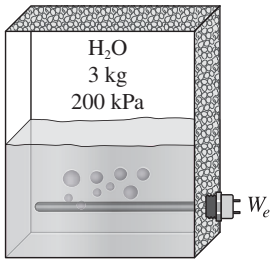


Figura P7-30

7-31 Un radiador de un sistema de calefacción a vapor tiene un volumen de 20 L y se llena con vapor de agua sobrecalentado a 200 kPa y 150 °C. En este momento, tanto la válvula de salida como la de entrada al radiador están cerradas. Después de un rato la temperatura del vapor desciende a 40 °C como resultado de la transferencia del calor al aire del recinto. Determine el cambio de entropía del vapor durante este proceso. *Respuesta:* −0.132 kJ/k

7-32 Un recipiente rígido está dividido en dos partes iguales por una pared. Una parte del recipiente contiene 2.5 kg de agua líquida comprimida a 400 kPa y 60 °C, mientras la otra parte se vacía. La pared se quita ahora y el agua se expande para llenar todo el tanque. Determine el cambio de entropía del agua durante este proceso, si la presión final en el recipiente es 40 kPa. *Respuesta:* 0.492 kJ/K

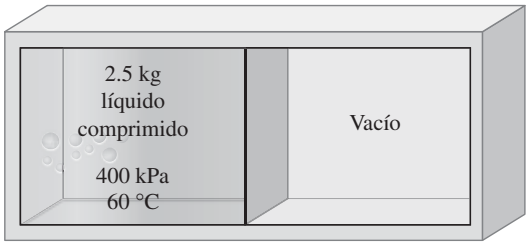


Figura P7-32

7-33 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene 5 L de agua líquida saturada a una presión constante de 150 kPa. Un calentador de resistencia eléctrica dentro del cilindro se enciende ahora y se transfiere una energía de 2 200 kJ al agua. Determine el cambio de entropía del agua durante este proceso. *Respuesta:* 5.72 kJ/K

7-34E Vapor saturado de R-134a entra a un compresor a 6 °F. A la salida del compresor, la entropía específica es la misma que la de la entrada, y la presión es 80 psia. Determine la temperatura de salida del R-134a y su cambio en la entalpía.

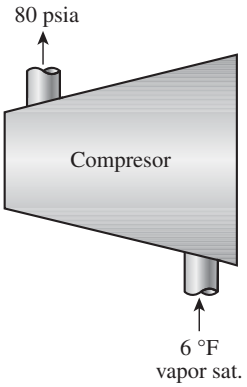


Figura P7-34E

7-35 Entra vapor de agua a una turbina a 6 MPa y 400 °C, y sale de la turbina a 100 kPa con la misma entropía específica que la de entrada. Calcule la diferencia entre la entalpía específica del agua a la entrada y a la salida de la turbina.

7-36 1 kg de R-134a inicialmente a 600 kPa y 25 °C sufre un proceso durante el cual se mantiene constante la entropía, hasta que la presión cae a 100 kPa. Determine la temperatura final del R-134a y la energía interna específica.

7-37 Se expande isentrópicamente refrigerante R-134a desde 600 kPa y 70 °C a la entrada de una turbina de flujo uniforme hasta 100 kPa a la salida. El área de salida es 1 m^2 y el área de entrada es 0.5 m^2. Calcule las velocidades de entrada y salida cuando el flujo másico es 0.75 kg/s.
Respuestas: 0.0646 m/s, 0.171 m/s

7-38 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 1.2 kg de vapor saturado de agua a 200 °C. Ahora se transfiere calor al vapor y éste se expande reversible e isotérmicamente a una presión final de 800 kPa. Determine la transferencia de calor y el trabajo realizado durante este proceso.

7-39 Reconsidere el problema 7-38. Usando software EES (u otro), evalúe y grafique la transferencia de calor al vapor de agua y el trabajo realizado como función de la presión final al variar la presión del valor inicial al final de 800 kPa.

7-40 Refrigerante 134a a 320 kPa y 40 °C sufre un proceso isotérmico en un sistema cerrado hasta que su calidad es 45 por ciento. Determine, por unidad de masa, cuánto trabajo y transferencia de calor se necesitan.
Respuestas: 40.6 kJ/kg, 130 kJ/kg

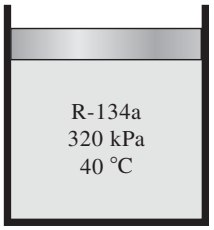


Figura P7-40

7-41 Un tanque rígido contiene 5 kg de vapor de agua saturado a 100 °C. El vapor se enfría a la temperatura ambiente de 25 °C.

a) Diagrame el proceso con respecto a las líneas de saturación en un diagrama *T*-*v*.
b) Determine el cambio de entropía del vapor en kJ/K.
c) Determine el cambio de entropía total asociado con este proceso en kJ/K para el vapor y sus alrededores.

7-42 Un tanque rígido de 0.5 m^3 contiene refrigerante 134a que inicialmente se encuentra a 200 kPa y 40 por ciento de calidad. Después se trasfiere calor al refrigerante de una fuente a 35 °C hasta que la presión aumenta a 400 kPa. Determine *a*) el cambio de entropía del refrigerante, *b*) el cambio de entropía de la fuente de calor y *c*) el cambio de entropía total para el proceso.

7-43 Reconsidere el problema 7-42 y con ayuda del software EES (u otro) investigue los efectos de la temperatura de la fuente y la presión final sobre el cambio de entropía total para el proceso. Permita una variación de temperatura de la fuente de 30 a 210 °C, y en la presión final de 250 a 500 kPa. Grafique el cambio de entropía total para el proceso en función de la temperatura de la fuente para las presiones finales de 250 kPa, 400 kPa y 500 kPa, y analice los resultados.

7-44 Determine la transferencia de calor, en kJ/kg, para el proceso reversible 1-3 que se muestra en la figura P7-44.

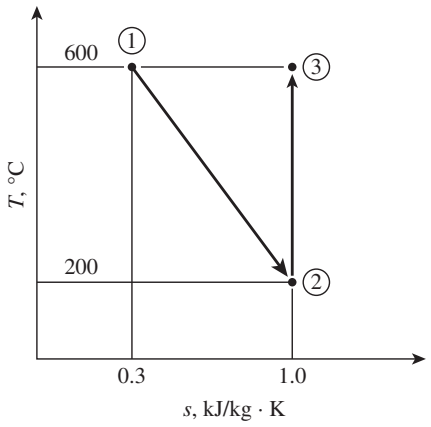


Figura P7-44

7-45E Determine la transferencia total de calor en Btu/lbm, para el proceso reversible 1-3 que se muestra en la figura P7-45E. *Respuesta:* 515 Btu/lbm

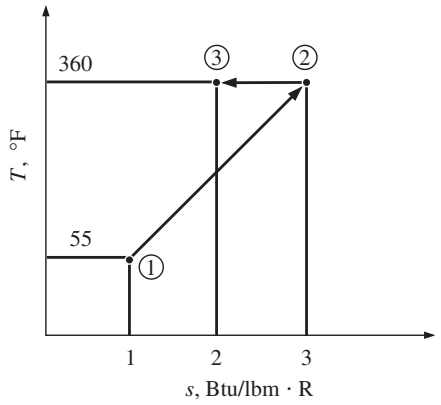


Figura P7-45E

7-46 Entra vapor por un difusor adiabático a 150 kPa y 120 °C con una velocidad de 550 m/s. Determine la velocidad mínima que el vapor puede tener en la salida cuando la presión en la salida es de 300 kPa.

7-47E Entra vapor por una turbina adiabática a 800 psia y 900 °F y sale de ella a una presión de 40 psia. Determine la cantidad máxima de trabajo que esta turbina puede producir.

7-48E Reconsidere el problema 7-47E y con ayuda del software EES (u otro) evalúe y grafique el trabajo realizado por el vapor en función de la presión final a medida que ésta varía de 800 a 40 psia. También investigue el efecto de variar la temperatura en la entrada de turbina de una temperatura de saturación a 800 psia a 900 °F sobre el trabajo de la turbina.

7-49 Una turbina de vapor isentrópica procesa 2 kg/s de vapor de agua a 3 MPa, la mayor parte del cual sale de la turbina a 50 kPa y 100 °C. A 500 kPa, 5 por ciento de flujo de la turbina se desvía para calentar el agua de alimentación. Determine la potencia que produce esta turbina, en kW.
Respuesta: 2 285 kW

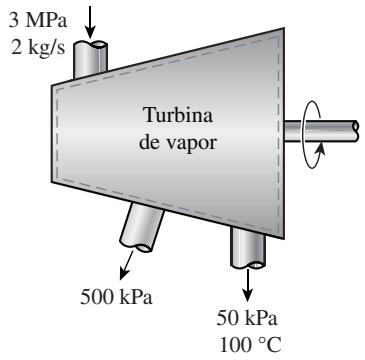


Figura P7-49

7-50 Agua a 70 kPa y 100 °C se comprime isentrópicamente en un sistema cerrado a 4 MPa. Determine la temperatura final del agua y el trabajo necesario, en kJ/kg, para esta compresión.

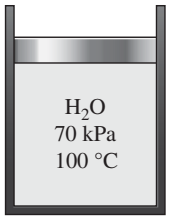


Figura P7-50

7-51 Se expanden isentrópicamente 0.7 kg de R-134a, de 800 kPa y 50 °C a 140 kPa. Determine la transferencia total de calor y la producción de trabajo para esta expansión.

7-52 Un dispositivo de émbolo-cilindro contiene 2 kg de vapor de agua saturado a 600 kPa. El agua se expande adiabáticamente hasta que la presión es 100 kPa y se dice que produce 700 kJ de trabajo.

a) Determine el cambio de entropía del agua en kJ/kg · K.
b) ¿Es realista este proceso? Usando el diagrama *T-s* para el proceso y los conceptos de la segunda ley, apoye su respuesta.

7-53 Entra vapor a una boquilla adiabática de flujo uniforme con una baja velocidad de entrada como vapor saturado a 6 MPa, y se expande a 1.2 MPa.

a) Bajo la condición de que la velocidad de salida debe tener el valor máximo posible, trace el diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación para este proceso.

b) Determine la velocidad máxima de salida del vapor, en m/s.
Respuesta: 764 m/s.

7-54 Una olla de presión de vapor rígida de 20 L está provista de una válvula de alivio de presión ajustada para liberar vapor y mantener la presión interior una vez que ésta llega a 150 kPa. Inicialmente la olla se llena de agua a 175 kPa con una calidad de 10 por ciento. Ahora se agrega calor hasta que la calidad dentro de la olla es 40 por ciento. Determine el cambio mínimo de entropía del depósito de energía térmica que suministra el calor.

7-55 En el problema anterior, el agua se agita al mismo tiempo que se calienta. Determine el cambio mínimo de entropía de la fuente suministradora de calor si se realiza un trabajo de 100 kJ sobre el agua al calentarse.

7-56 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 5 kg de vapor de agua a 100 °C con una calidad de 50 por ciento. Este vapor sufre dos procesos como sigue:

1-2 El calor se transfiere al vapor de manera reversible, mientras la temperatura se mantiene constante, hasta que el vapor exista como vapor saturado.
2-3 El vapor se expande en un proceso adiabático reversible hasta que la presión es de 15 kPa.

a) Haga un esquema de este proceso con respecto a las líneas de saturación en un solo diagrama *T-s*.
b) Determine el calor transferido al vapor en el proceso 1-2, en kJ.
c) Determine el trabajo que realiza el vapor en el proceso 2-3, en kJ.

7-57E Un bote metálico rígido bien aislado de 0.55 pies^3 contiene inicialmente refrigerante 134a a 90 psia y 30 °F. Ahora hay una rajadura en el bote y el refrigerante comienza a fugarse lentamente. Suponiendo que el refrigerante que queda en el bote ha sufrido un proceso reversible adiabático, determine la masa final del bote cuando la presión cae a 20 psia.

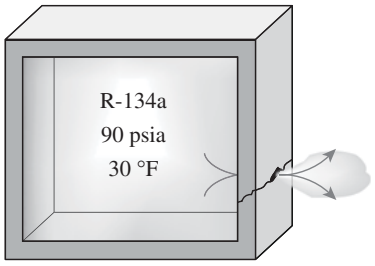


Figura P7-57E

7-58E Un desescarchador eléctrico de parabrisas se usa para quitar 0.25 pulg de hielo de un parabrisas. Las propiedades del hielo son T_{sat} = 32 °F, $u_{if} = h_{if}$ = 144 Btu/lbm, y v = 0.01602 pies^3/lbm. Determine la energía eléctrica necesaria por pie cuadrado de área superficial del parabrisas para fundir este hielo y quítelo como agua líquida a 32 °F. ¿Cuál es la temperatura mínima a la que puede operarse el desescarchador? Suponga que no se transfiere calor del desescarchador ni del hielo al entorno.

Cambios de entropía de sustancias incompresibles

7-59C Considere dos bloques sólidos, uno caliente y el otro frío, que se ponen en contacto en un contenedor adiabático. Después de un tiempo, se establece el equilibrio térmico en el contenedor como resultado de la transferencia de calor. La primera ley exige que la cantidad de energía que pierde el sólido caliente sea igual a la cantidad de energía que gana el frío. ¿La segunda ley exige que la disminución de entropía del sólido caliente sea igual al aumento de entropía del frío?

7-60 Un bloque de cobre de 50 kg inicialmente a 140 °C se echa dentro de un recipiente aislado que contiene 90 L de agua a 10 °C. Determine la temperatura de equilibrio final y el cambio total de entropía para este proceso.

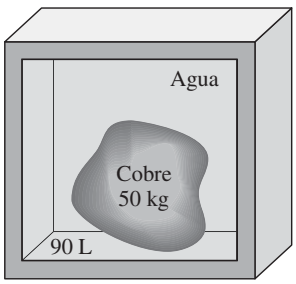


Figura P7-60

7-61 Diez gramos de chips de computadora con un calor específico de 0.3 kJ/kg · K están inicialmente a 20 °C. Estos chips se enfrían colocándolos en 5 gramos de R-134 saturado líquido a −40 °C. Suponiendo que la presión permanece constante mientras los chips se están enfriando, determine el cambio de entropía de *a*) los chips, *b*) el R-134a y *c*) todo el sistema. ¿Es posible este proceso? ¿Por qué?

7-62 Un bloque de hierro de 25 kg, inicialmente a 350 °C, se enfría en un recipiente aislado que contiene 100 kg de agua a 18 °C. Suponiendo que el agua que se vaporiza durante el proceso se recondensa en el recipiente, determine el cambio total de entropía durante el proceso.

7-63 Un bloque de aluminio de 30 kg inicialmente a 140 °C se pone en contacto con un bloque de 40 kg de hierro a 60 °C en un contenedor aislado. Determine la temperatura final de equilibrio y el cambio total de entropía para este proceso.
Respuestas: 109 °C; 0.251 kJ/K

7-64 Reconsidere el problema 7-63. Usando el software EES (u otro), estudie el efecto de la masa del bloque de hierro sobre la temperatura final de equilibrio y el cambio total de entropía para este proceso. Haga variar la masa del hierro de 10 a 100 kg. Grafique la temperatura de equilibrio y el cambio total de entropía como función de la masa de hierro, y explique los resultados.

7-65 Un bloque de hierro de 30 kg y un bloque de cobre de 40 kg, ambos con temperatura inicial de 80 °C, se dejan caer en un gran lago a 15 °C. Se establece el equilibrio térmico después de un tiempo como resultado de la transferencia de calor entre los bloques y el agua del lago. Determine el cambio total de entropía para este proceso.

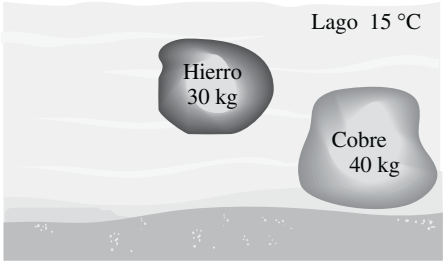


Figura P7-65

7-66 Una bomba adiabática se va a usar para comprimir agua líquida saturada a 10 kPa a una presión de 15 MPa de manera reversible. Determine la entrada de trabajo usando *a*) datos de entropía de la tabla del líquido comprimido, *b*) el volumen específico de agua en la entrada a la bomba y los valores de presiones, *c*) el valor promedio de volumen específico de agua y valores de presiones. También determine los errores de aproximación en los incisos *b*) y *c*).

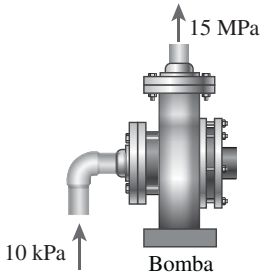


Figura P7-66

Cambio de entropía de gases ideales

7-67C Algunas propiedades de los gases ideales tales como la energía interna y la entalpía varían sólo con la temperatura [es decir, $u = u(T)$ y $h = h(T)$]. ¿Es también éste el caso para la entropía?

7-68C ¿La entropía de un gas ideal puede cambiar durante un proceso isotérmico?

7-69C Un gas ideal sufre un proceso entre dos temperaturas especificadas dos veces: primera vez, a presión constante; y segunda vez, a volumen constante. ¿Para cuál caso experimentará el gas ideal un mayor cambio de entropía? Explique.

7-70 Demuestre que las dos relaciones para cambio de entropía de gases ideales bajo la suposición de calores específicos constantes (ecuaciones 7-33 y 7-34) son equivalentes.

7-71 Comenzando con la segunda relación $T\,ds$ (ecuación 7-26), obtenga la ecuación 7-34 para el cambio de entropía de gases ideales bajo la suposición de calores específicos constantes.

7-72 ¿Cuál de dos gases, helio o nitrógeno, experimenta el mayor cambio de entropía al cambiar su estado de 2 000 kPa y 427 °C a 200 kPa y 27 °C?

7-73 Se expande aire de 2 000 kPa y 500 °C a 100 kPa y 50 °C. Suponiendo calores específicos constantes, determine el cambio en la entropía específica del aire.

7-74E ¿Cuál es la diferencia entre las entropías de aire a 15 psia y 90 °F y aire a 40 psia y 210 °F, por unidad de masa?

7-75 Gas oxígeno se comprime en un dispositivo cilindro-émbolo de un estado inicial de 0.8 m^3/kg y 25 °C a uno final de 0.1 m^3/kg y 287 °C. Determine el cambio de entropía del oxígeno durante el proceso. Suponga calores específicos constantes.

7-76 Un tanque rígido aislado de 1.5 m^3 contiene 2.7 kg de bióxido de carbono a 100 kPa. Después una rueda de paletas realiza trabajo en el sistema hasta que la presión del tanque aumenta a 150 kPa. Determine el cambio de entropía del bióxido de carbono durante el proceso. Suponga calores específicos constantes. *Respuesta:* 0.719 kJ.

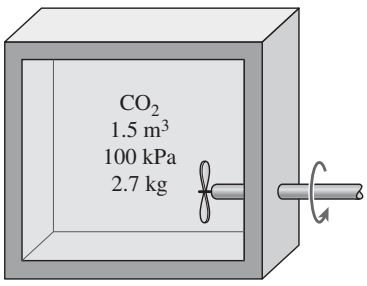


Figura P7-76

7-77 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene inicialmente 300 L de aire a 120 kPa y 17 °C. Ahora se calienta el aire durante 15 min por un calefactor de resistencia de 200 W colocado dentro del cilindro. La presión de aire se mantiene constante durante este proceso. Determine el cambio de entropía del aire, suponiendo *a*) calores específicos constantes y *b*) calores específicos variables.

7-78 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.75 kg de gas nitrógeno a 140 kPa y 37 °C. El gas se comprime ahora lentamente en un proceso politrópico durante el cual $PV^{1.3} =$ constante. El proceso termina cuando el volumen se reduce a la mitad. Determine el cambio de entropía del nitrógeno durante este proceso. *Respuesta:* −0.0385 kJ/K

7-79 Reconsidere el problema 7-78. Usando software EES (u otro), investigue el efecto de variar el exponente politrópico de 1 a 1.4 en el cambio de entropía del nitrógeno. Muestre el proceso en un diagrama *P-v*.

7-80 Se comprime aire de manera estable mediante un compresor de 5 kW desde 100 kPa y 17 °C hasta 600 kPa y 167 °C a una razón de 1.6 kg/min. Durante este proceso se presenta cierta trasferencia de calor entre el compresor y el medio circundante a 17 °C. Determine la razón del cambio de entropía del aire durante este proceso. *Respuesta:* −0.0025 kW/K

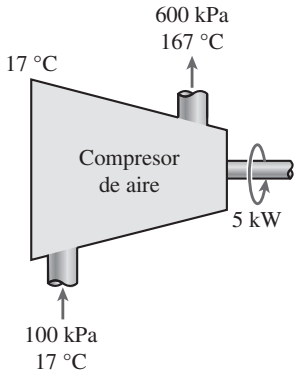


Figura P7-80

7-81 Entra aire por una tobera de manera estable a 280 kPa y 77 °C con una velocidad de 50 m/s y sale de ella a 85 kPa y 320 m/s. Se estima que las pérdidas de calor de la tobera al medio circundante que está a 20 °C son de 3.2 kJ/kg. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) el cambio de entropía total de este proceso.

7-82 Reconsidere el problema 7-81 y con ayuda del software EES (u otro) estudie el efecto de variar la temperatura del medio circundante de 10 a 40 °C en la temperatura de salida y el cambio de entropía total para este proceso, y grafique los resultados.

7-83E Una masa de 25 lbm de helio sufre un proceso de un estado inicial de 50 $pies^3$/lbm y 60 °F a un estado final de 10 $pies^3$/lbm y 240 °F. Determine el cambio de entropía del helio durante este proceso, suponiendo que *a*) el proceso es reversible y *b*) el proceso es irreversible.

7-84 Un dispositivo de émbolo-cilindro contiene 1 kg de aire a 200 kPa y 127 °C. Ahora se deja que el aire se expanda en un proceso reversible, isotérmico, hasta que su presión es de 100 kPa. Determine la cantidad del calor transferido al aire durante esta expansión.

7-85 Se comprime nitrógeno isentrópicamente de 100 kPa y 27 °C a 1 000 kPA en un dispositivo cilindro-émbolo. Determine su temperatura final.

7-86 Se expande aire a 3.5 MPa y 500 °C en una turbina de gas adiabática a 0.2 MPa. Calcule el trabajo máximo que esta turbina puede producir, en kJ/kg.

7-87E Se comprime aire en un compresor isentrópico, de 15 psia y 70 °F a 200 psia. Determine la temperatura de salida y el trabajo consumido por este compresor por unidad de masa del aire. *Respuestas:* 1 095 R, 138 Btu/lbm

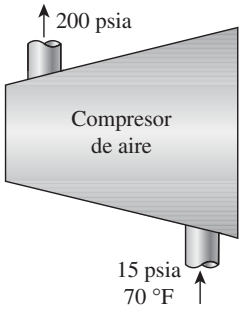


Figura P7-87E

7-88 Un recipiente aislado rígido está dividido en dos partes iguales por una mampara. Inicialmente, una parte contiene 12 kmol de un gas ideal a 330 kPa y 50 °C, y el otro lado está al vacío. Ahora se quita la mampara y el gas llena todo el tanque. Determine el cambio total de entropía durante este proceso. *Respuesta:* 69.2 kJ/K

7-89 Un recipiente rígido aislado contiene 4 kg de gas argón a 450 kPa y 30 °C. Se abre ahora una válvula y se permite escapar argón hasta que la presión interna cae a 200 kPa. Suponiendo que el argón que queda dentro del recipiente ha sufrido un proceso reversible adiabático, determine la masa final en el recipiente. *Respuesta:* 2.46 kg

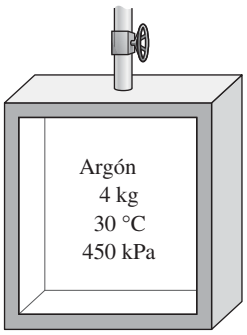


Figura P7-89

7-90 Reconsidere el problema 7-89. Usando software EES (u otro), investigue el efecto de la presión final en la masa final en el tanque al variar la presión de 450 a 150 kPa, y grafique los resultados.

7-91E Entra aire a una tobera adiabática a 60 psia, 540 °F y 200 pies/s, y sale a 12 psia. Suponiendo que el aire es un gas ideal con calores específicos variables e ignorando cualquier irreversibilidad, determine la velocidad de salida del aire.

7-92 Un dispositivo de émbolo-cilindro contiene aire a 257 °C y 400 kPa. El aire se expande adiabáticamente hasta que la presión es de 100 kPa. Determine la masa de aire necesaria para producir un trabajo máximo de 1 000 kJ. Suponga que el aire tiene calores específicos constantes evaluados a 300 K. *Respuesta:* 8.04 kg

7-93 Aire a 27 °C y 100 kPa está contenido dentro de un dispositivo cilindro-émbolo. Cuando el aire es comprimido adiabáticamente, una entrada mínima de trabajo de 1 000 kJ incrementará la presión a 600 kPa. Suponiendo que el aire tiene calores específicos constantes evaluados a 300 K, determine la masa de aire del dispositivo.

7-94 Aire es comprimido dentro de un dispositivo cilindro-émbolo de 90 kPa y 20 °C a 400 kPa en un proceso isotérmico reversible. Determine *a*) el cambio de entropía del aire y *b*) el trabajo realizado.

7-95 Gas helio es comprimido de 90 kPa y 30 °C a 4 kPa en un proceso adiabático reversible. Determine la temperatura final y el trabajo realizado, suponiendo que el proceso se desarrolla en *a*) un dispositivo cilindro-émbolo y *b*) en un compresor de flujo estable.

7-96 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 5 kg de aire a 427 °C y 600 kPa. El aire se expande adiabáticamente hasta que la presión es de 100 kPa, y produce 600 kJ de trabajo. Suponga que el aire tiene calores específicos constantes evaluados a 300 K.

a) Determine el cambio de entropía del aire, en kJ/kg · K.
b) Como el proceso es adiabático, ¿es realista? Usando conceptos de la segunda ley, apoye su respuesta.

7-97 Un contenedor lleno con 45 kg de agua líquida a 95 °C se coloca en un cuarto de 90 m^3 que inicialmente está a 12 °C. Después de un tiempo se establece el equilibrio térmico como resultado de la transferencia de calor entre el agua y el aire del cuarto. Usando calores específicos constantes, determine *a*) la temperatura de equilibrio final, *b*) la cantidad de transferencia de calor entre el agua y el aire del cuarto, y *c*) la generación de entropía. Suponga que el cuarto está bien sellado y fuertemente aislado.

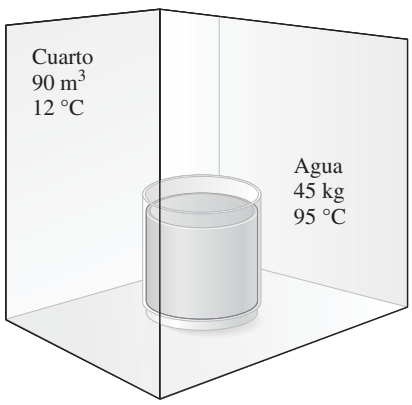


Figura P7-97

7-98E El contenedor bien aislado que se muestra en la figura P7-98E se evacua inicialmente. La línea de suministro contiene aire que se mantiene a 150 psia y 140 °F. La válvula se abre hasta que la presión en el contenedor es la misma que la presión en la línea de suministro. Determine la temperatura mínima en el contenedor cuando se cierra la válvula.

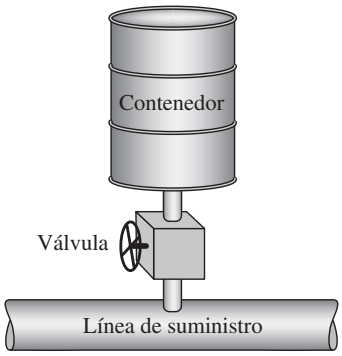


Figura P7-98E

Trabajo reversible de flujo estacionario

7-99C En compresores grandes, a menudo se enfría el gas mientras se comprime, para reducir el consumo de potencia del compresor. Explique cómo este enfriamiento reduce el consumo de potencia.

7-100C Las turbinas de vapor de las plantas termoeléctricas operan esencialmente bajo condiciones adiabáticas. Una ingeniera de planta sugiere acabar con esta práctica. Ella propone hacer pasar agua de enfriamiento por la superficie exterior de la carcasa para enfriar el vapor que fluye por la turbina. De esta manera, razona, la entropía del vapor disminuirá, el desempeño de la turbina mejorará y, como consecuencia, la producción de trabajo de la turbina aumentará. ¿Cómo evaluaría usted esta propuesta?

7-101C Es bien sabido que la potencia que consume un compresor se puede reducir enfriando el gas durante la compresión. Inspirándose en esto, alguien propone enfriar el líquido que fluye por una bomba para reducir el consumo de potencia de la bomba. ¿Apoyaría usted esta propuesta? Explique.

7-102E Se comprime isotérmicamente aire de 13 psia y 90 °F a 80 psia en un dispositivo reversible de flujo estacionario. Calcule el trabajo necesario, en Btu/lbm, para esta compresión. *Respuesta:* 68.5 Btu/lbm

7-103 Vapor de agua saturado a 150 °C se comprime en un dispositivo reversible de flujo estacionario a 1 000 kPa mientras se mantiene constante su volumen específico. Determine el trabajo necesario, en kJ/kg.

7-104E Calcule el trabajo producido, en Btu/lbm, para el proceso reversible de flujo uniforme 1-3 que se muestra en la figura P7-104E.

7-105 Entra agua a la bomba de una central energética a vapor como líquido saturado a 20 kPa a razón de 45 kg/s y sale a 6 MPa. Ignorando los cambios de energías cinética y potencial y suponiendo que el proceso es reversible, determine la potencia de entrada a la bomba.

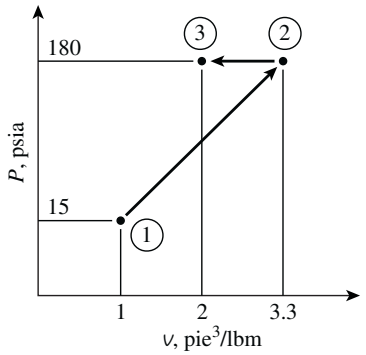


Figura P7-104E

7-106 Entra agua líquida a una bomba de 16 kW a una presión de 100 kPa, a razón de 5 kg/s. Determine la presión máxima que puede tener el agua líquida a la salida de la bomba. Desprecie los cambios de energía cinética y potencial del agua, y tome el volumen específico del agua como 0.001 m^3/kg. *Respuesta:* 3 300 kPa

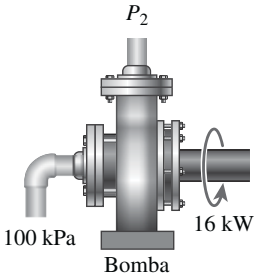


Figura P7-106

7-107 Considere una planta termoeléctrica que opera entre los límites de presión de 5 MPa y 10 kPa. El vapor de agua entra a la bomba como líquido saturado y sale de la turbina como vapor saturado. Determine la relación del trabajo producido por la turbina al trabajo consumido por la bomba. Suponga que el ciclo completo es reversible y las pérdidas de calor de la bomba y la turbina son despreciables.

7-108 Reconsidere el problema 7-107. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la calidad del vapor a la salida de la turbina sobre la producción neta de trabajo. Haga variar la calidad de 0.5 a 1.0, y grafique la producción neta de trabajo como función de dicha calidad.

7-109E Se comprime gas helio de 16 psia y 85 °F a 120 psia a razón de 10 $pies^3/s$. Determine la entrada de potencia al compresor, suponiendo que el proceso de compresión es *a*) isentrópico, *b*) politrópico, con $n = 1.2$, *c*) isotérmico y *d*) ideal, politrópico de dos etapas con $n = 1.2$.

7-110E Reconsidere el problema 7-109E. Usando software EES (u otro), evalúe y grafique el trabajo de compresión y el cambio de entropía del helio como funciones del exponente politrópico cuando varía de 1 a 1.667. Explique sus resultados.

7-111 Se comprime gas nitrógeno de 80 kPa y 27 °C a 480 kPa mediante un compresor de 10 kW. Determine la razón

de flujo másico del nitrógeno a través del compresor, suponiendo que el proceso de compresión es *a*) isentrópico, *b*) politrópico con $n = 1.3$, *c*) isotérmico y *d*) ideal politrópico de dos etapas con $n = 1.3$. *Respuestas: a*) 0.048 kg/s, *b*) 0.051 kg/s, *c*) 0.063 kg/s, *d*) 0.056 kg/s

7-112E Se comprime reversiblemente vapor de refrigerante 134a saturado a 15 psia en un compresor adiabático a 80 psia. Determine el trabajo de entrada al compresor. ¿Cuál sería su respuesta si el refrigerante se condensara primero a una presión constante antes de ser comprimido?

Eficiencias isentrópicas de dispositivos de flujo estacionario

7-113C Describa el proceso ideal para *a*) una turbina adiabática, *b*) un compresor adiabático y *c*) una tobera adiabática, y defina la eficiencia isentrópica para cada dispositivo.

7-114C ¿El proceso isentrópico es un modelo adecuado para compresores que se enfrían intencionalmente? Explique.

7-115C En un diagrama *T-s*, ¿el estado real de salida (estado 2) de una turbina adiabática tiene que estar del lado derecho del estado isentrópico de salida (estado 2*s*)? ¿Por qué?

7-116E Vapor a 100 psia y 650 °F se expande adiabáticamente en un sistema cerrado, a 10 psia. Determine el trabajo producido, en Btu/lbm, y la temperatura final del vapor para una eficiencia de expansión isentrópica de 80 por ciento.
Respuestas: 132 Btu/lbm, 275 °F

7-117 Entra vapor de agua a una turbina adiabática a 5 MPa, 650 °C y 80 m/s, y sale a 50 kPa, 150 °C y 140 m/s. Si la producción de potencia de la turbina es de 8 MW, determine *a*) el flujo másico de vapor que fluye por la turbina y *b*) la eficiencia isentrópica de la turbina.
Respuestas: a) 8.03 kg/s; *b*) 82.8 por ciento

7-118E Entran gases de combustión a una turbina adiabática de gas a 1 540 °F y 120 psia, y salen a 60 psia con baja velocidad. Tratando como aire los gases de combustión y suponiendo una eficiencia isentrópica de 82 por ciento, determine la producción de trabajo de la turbina.
Respuesta: 71.7 Btu/lbm

7-119 Vapor a 4 MPa y 350 °C se expande en una turbina adiabática a 120 kPa. ¿Cuál es la eficiencia isentrópica de esta turbina si el vapor sale como vapor saturado?

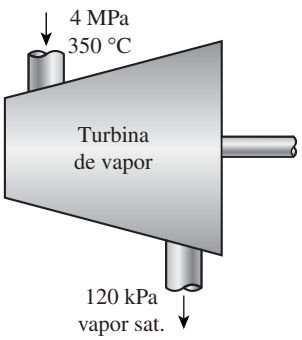


Figura P7-119

7-120 Entra vapor por una turbina adiabática a 8 MPa y 500 °C con una razón de flujo másico de 3 kg/s y sale de él a 30 kPa. La eficiencia isentrópica de la turbina es de 0.90. Ignorando el cambio de energía cinética del vapor, determine *a*) la temperatura a la salida de la turbina, *b*) la potencia de salida de la turbina. *Respuestas: a*) 69.1 °C, *b*) 3 054 kW

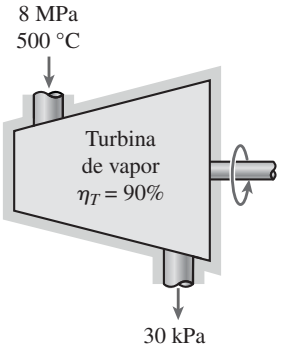


Figura P7-120

7-121 Reconsidere el problema 7-120 y con ayuda del software EES (u otro) estudie el efecto de variar la eficiencia isentrópica de la turbina de 0.75 a 1.0 tanto en el trabajo realizado como en la temperatura de salida del vapor, y grafique sus resultados.

7-122 Bióxido de carbono entra a un compresor adiabático a 100 kPa y 300 K a razón de 1.8 kg/s y sale de él a 600 kPa y 450 K. Ignorando los cambios en la energía cinética, determine la eficiencia isentrópica del compresor.

7-123 Una unidad de refrigeración comprime vapor saturado de R-134a a 10 °C hasta 1 000 kPa. ¿Cuánta potencia se necesita para comprimir 0.9 kg/s de R-134a con una eficiencia de compresor de 85 por ciento? *Respuesta:* 19.3 kW

7-124 Entra refrigerante-134a a un compresor adiabático como vapor saturado a 100 kPa, a razón de 0.7 m^3/min, y sale a una presión de 1 MPa. Si la eficiencia isentrópica del compresor es de 87 por ciento, determine *a*) la temperatura del refrigerante a la salida del compresor y *b*) la entrada de potencia, en kW. También muestre el proceso en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación.

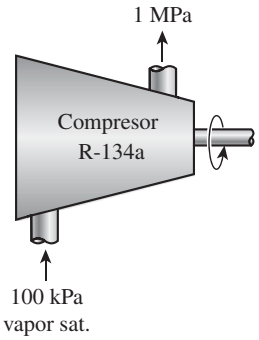


Figura P7-124

7-125 Reconsidere el problema 7-124. Usando software EES (u otro), rehaga el problema incluyen-

do los efectos de la energía cinética del flujo suponiendo una relación de áreas entrada-salida de 1.5 para el compresor, cuando el diámetro interior del tubo de salida del compresor mide 2 cm.

7-126 Se comprime aire en un compresor adiabático, de 95 kPa y 27 °C a 600 kPa y 277 °C. Suponiendo calores específicos variables y despreciando los cambios en energías cinética y potencial, determine *a*) la eficiencia isentrópica del compresor y *b*) la temperatura de salida del aire si el proceso fuese reversible. *Respuestas: a*) 81.9 por ciento; *b*) 506 K

7-127E Entra gas argón a un compresor adiabático a 14 psia y 75 °F, con una velocidad de 60 pies/s, y sale a 200 psia y 240 pies/s. Si la eficiencia isentrópica del compresor es de 87 por ciento, determine *a*) la temperatura de salida del argón y *b*) la entrada de trabajo al compresor.

7-128E Entra aire a una tobera adiabática a 45 psia y 940 °F con baja velocidad y sale a 650 pies/s. Si la eficiencia isentrópica de la tobera es de 85 por ciento, determine la temperatura y la presión de salida del aire.

7-129E Reconsidere el problema 7-128E. Usando software EES (u otro), estudie el efecto de la variación en eficiencia isentrópica de la tobera de 0.8 a 1.0 tanto en la temperatura como en la presión de salida del aire, y grafique los resultados.

7-130 La tobera de escape de un motor de propulsión expande adiabáticamente aire de 300 kPa y 180 °C a 100 kPa. Determine la velocidad del aire a la salida cuando la velocidad de entrada es baja y la eficiencia isentrópica de la tobera es de 96 por ciento.

7-131E Un difusor adiabático a la entrada de un motor de propulsión aumenta la presión del aire, que entra al difusor a 11 psia y 30 °F, a 20 psia. ¿Cuál será la velocidad de aire a la salida del difusor si la eficiencia isentrópica del difusor es de 82 por ciento y la velocidad de entrada es de 1 200 pies/s? *Respuesta:* 735 pies/s

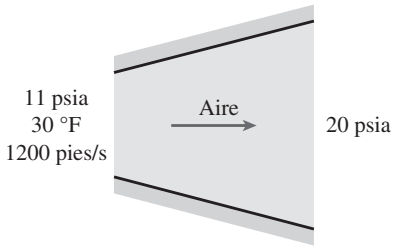


Figura P7-131E

7-132 Gases de combustión calientes entran por la tobera de un turborreactor a 260 kPa, 747 °C y 80 m/s, y salen a una presión de 85 kPa. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 92 por ciento y tratando los gases de combustión como aire, determine *a*) la velocidad de salida y *b*) la temperatura de salida. *Respuestas: a*) 728 m/s, *b*) 786 K

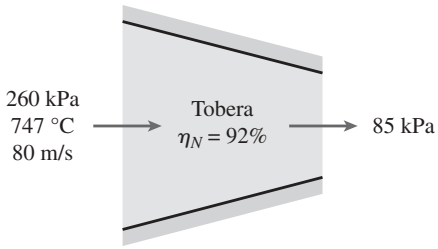


Figura P7-132

Balance de entropía

7-133E Refrigerante R-134a se expande adiabáticamente desde 100 psia y 100 °F hasta vapor saturado a 10 psia. Determine la generación de entropía para este proceso, en Btu/lbm · R.

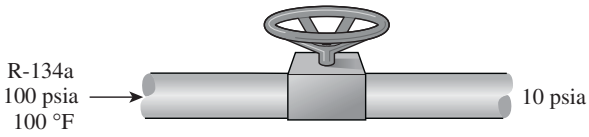


Figura P7-133E

7-134 Entra oxígeno a un tubo aislado de 12 cm de diámetro con una velocidad de 70 m/s. A la entrada del tubo, el oxígeno tiene 240 kPa y 20 °C, y a la salida tiene 200 kPa y 18 °C. Calcule la tasa de generación de entropía en el tubo.

7-135 Se comprime nitrógeno en un compresor adiabático, de 100 kPa y 25 °C a 600 kPa y 290 °C. Calcule la generación de entropía para este proceso en kJ/kg · K.

7-136 Por un compresor entra aire de manera estable y en condiciones ambientales de 100 kPa y 22 °C, y sale de él a 800 kPa. El compresor pierde calor en una cantidad de 120 kJ/kg y el aire experimenta un decremento de entropía de 0.40 kJ/kg × K. Usando los calores específicos constantes, determine *a*) la temperatura de salida del aire, *b*) el trabajo de entrada en el compresor y *c*) la generación de entropía durante este proceso.

7-137 Por una turbina adiabática entra vapor de manera constante a 7 MPa, 500 °C y 45 m/s, y sale a 100 kPa y 75 m/s. Si la potencia de salida de la turbina es de 5 MW y la eficiencia isentrópica es de 77 por ciento, determine *a*) la razón de

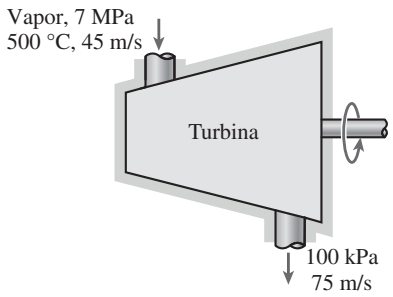


Figura P7-137

flujo másico del vapor por la turbina, *b*) la temperatura en la salida de la turbina y *c*) la razón de generación de entropía durante este proceso.

7-138 En una planta de producción de hielo, se congela agua a 0 °C y presión atmosférica evaporando R-134a líquido saturado a −16 °C. El refrigerante sale de este evaporador como vapor saturado, y la planta está diseñada para producir hielo a 0 °C a razón de 2 500 kg/h. Determine la tasa de generación de entropía en esta planta. *Respuesta:* 0.0528 kW/K

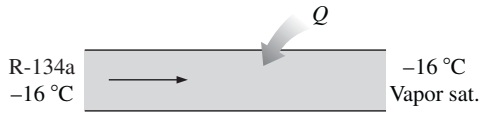


Figura P7-138

7-139E Agua a 20 psia y 50 °F entra a una cámara de mezclado a razón de 300 lbm/min. En la cámara se mezcla uniformemente con vapor que entra a 20 psia y 240 °F. La mezcla sale de la cámara a 20 psia y 130 °F, y se pierde calor al aire circundante a 70 °F, a razón de 180 Btu/min. Despreciando los cambios en energías cinética y potencial, determine la tasa de generación de entropía durante este proceso.

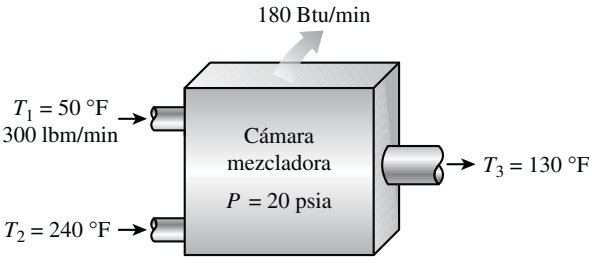


Figura P7-139E

7-140E Se va a condensar vapor por el lado de coraza de un intercambiador de calor a 150 °F. Entra agua de enfriamiento a los tubos a 60 °F a razón de 44 lbm/s, y sale a 73 °F. Suponiendo que el intercambiador de calor está bien aislado, determine *a*) la razón de transferencia térmica en el intercambiador de calor, y *b*) la razón de generación de entropía en el intercambiador de calor.

7-141 Un intercambiador de calor bien aislado calentará agua (c_p = 4.18 kJ/kg × °C) de 25 a 60 °C a razón de 0.50 kg/s. El calentamiento se realizará mediante agua geotérmica (c_p = 4.31 kJ/kg × °C) con una temperatura de 140 °C y a una razón de flujo másico de 0.75 kg/s. Determine *a*) la razón de trasferencia de calor y *b*) la razón de generación de entropía en el intercambiador de calor.

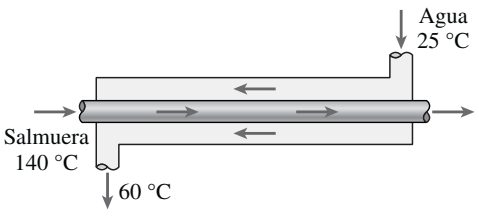


Figura P7-141

7-142 Un intercambiador de calor adiabático enfriará etilenglicol (c_p = 2.56 kJ/kg × °C) que fluye a razón de 2 kg/s de 80 a 40 °C con agua (c_p = 4.18 kJ/kg × °C) que entra a 20 °C y sale a 55 °C. Determine *a*) la razón de la transferencia de calor y *b*) la razón de generación de entropía en el intercambiador de calor.

7-143 Se utilizará un intercambiador de calor en contraflujo, bien aislado, con paredes delgadas y tubería doble para enfriar aceite (c_p = 2.20 kJ/kg × °C) de 150 °C a 40 °C, a razón de 2 kg/s mediante agua (c_p = 4.18 kJ/kg × °C) que entra a 22 °C a razón de 1.5 kg/s. Determine *a*) la razón de la transferencia de calor y *b*) la razón de la generación de entropía en el intercambiador de calor.

7-144 En una planta de productos lácteos, se pasteuriza leche que entra a 4 °C, a 72 °C, con un gasto de 12 L/s, durante 24 horas al día y 365 días por año. La leche se calienta a la temperatura de pasteurización mediante agua calentada en una caldera con quemador de gas natural que tiene una eficiencia de 82 por ciento. La leche pasteurizada se enfría luego mediante agua fría a 18 °C antes de refrigerarla finalmente a 4 °C. Para ahorrar energía y dinero, la planta instala un regenerador que tiene una eficiencia de 82 por ciento. Si el costo del gas natural es de $1.30/termia (1 termia = 105 500 kJ), determine cuánta energía y cuánto dinero ahorrará el regenerador a esta empresa por año, y la reducción anual en generación de entropía.

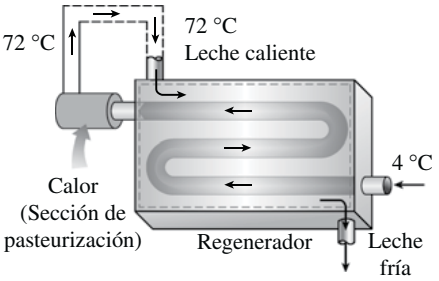


Figura P7-144

7-145 Un huevo ordinario se puede aproximar a una esfera de 5.5 cm de diámetro. El huevo está inicialmente a una temperatura uniforme de 8 °C, y se pone en agua hirviendo a 97 °C. Tomando las propiedades del huevo como ρ = 1 020 kg/m^3 y c_p = 3.32 kJ/kg · °C, determine *a*) cuánto calor se transmite al huevo en el tiempo en que la temperatura promedio del huevo sube a 70 °C y *b*) la cantidad de generación de entropía asociada con este proceso de transferencia térmica.

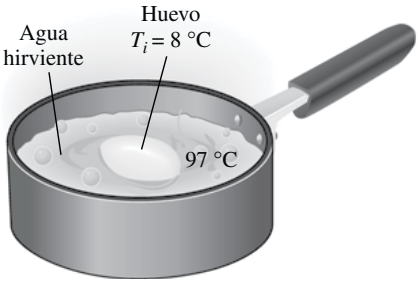


Figura P7-145

7-146 Se enfriarán pollos con una masa promedio de 2.2 kg y calor específico promedio de 3.54 kJ/kg × °C, mediante agua helada que entra por un enfriador de inmersión de flujo continuo a 0.5 °C y sale a 2.5 °C. Los pollos se echan en el enfriador a una temperatura uniforme de 15 °C y razón de 250 pollos por hora y se enfrían a una temperatura promedio de 3 °C antes de sacarlos. El enfriador gana calor de los alrededores que están a 25 °C a razón de 150 kJ/h. Determine *a*) la razón de remoción de calor de los pollos, en kW, y *b*) la razón de generación de entropía durante este proceso de enfriado.

7-147 Esferas de acero al carbono (ρ = 7 833 kg/m^3 y c_p = 0.465 kJ/kg × °C) de 8 mm de diámetro se recuecen calentándolas primero a 900 °C en un horno y después dejándolas enfriar lentamente a 100 °C con aire ambiental a 35 °C. Si se deben recocer 2 500 esferas por hora, determine *a*) la razón de transferencia de calor de las esferas al aire y *b*) la razón de la generación de entropía debido a la pérdida de calor de las esferas al aire. *Respuestas: a*) 542 W, *b*) 0.986 W/K

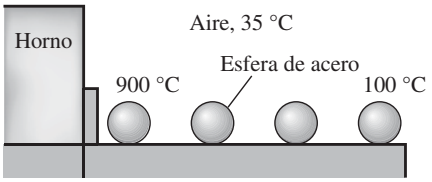


Figura P7-147

7-148E En una fábrica placas cuadradas de bronce de 2 pies × 2 pies y 1.2 pulg de espesor (ρ = 532.5 lbm/pies^3 y C_p = 0.091 Btu/lbm × °F) que inicialmente están a una temperatura uniforme de 75 °F, se calientan haciéndolas pasar por un horno de 1 300 °F a razón de 450 por minuto. Si las placas permanecen dentro del horno hasta que su temperatura promedio aumenta a 1 000 °F, determine *a*) la razón de la transferencia de calor a las placas en el horno y *b*) la razón de la generación de entropía asociada a este proceso de trasferencia de calor.

7-149 Largas varillas cilíndricas de acero (ρ = 7 833 kg/m^3 y c_p = 0.465 kJ/kg · °C), de 10 cm de diámetro, se someten a un tratamiento térmico haciéndolas pasar a una velocidad de 3 m/min por un horno de 7 m de longitud que se mantiene a 900 °C. Si las varillas entran al horno a 30 °C, y salen a 700 °C, determine *a*) la tasa de transferencia de calor a las varillas en el horno y *b*) la tasa de generación de entropía asociada con este proceso de transferencia térmica.

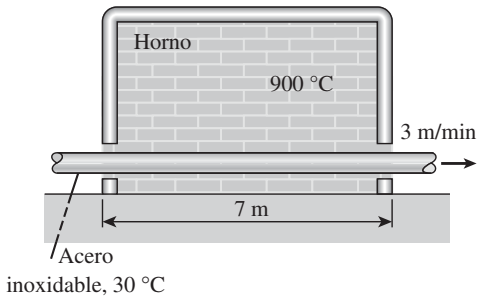


Figura P7-149

7-150 Las superficies interior y exterior de un muro de ladrillos de 4 m × 10 m y 20 cm de espesor, se mantienen a temperaturas de 16 °C y 4 °C, respectivamente. Si la razón de trasferencia de calor a través del muro es de 1 250 W, determine la razón de generación de entropía dentro del muro.

7-151E Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene agua líquida saturada a una presión de 40 psia. Ahora se transfieren 600 Btu de calor al agua desde una fuente a 1 000 °F, y parte del líquido se vaporiza a presión constante. Determine la entropía total generada durante este proceso, en Btu/R.

7-152E Entra vapor de agua a un difusor a 20 psia y 240 °F con una velocidad de 900 pies/s, y sale como vapor saturado a 240 °F y 100 pies/s. El área de salida del difusor es de 1 pie^2. Determine *a*) el flujo másico del vapor de agua y *b*) la tasa de generación de entropía durante este proceso. Suponga una temperatura ambiente de 77 °F.

7-153 Entra vapor a una tobera adiabática a 2 MPa y 350 °C, con una velocidad de 55 m/s, y sale a 0.8 MPa y 390 m/s. Si la tobera tiene un área de entrada de 7.5 cm^2, determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la tasa de generación de entropía para este proceso. *Respuestas: a*) 303 °C; *b*) 0.0854 kW/K

7-154 Se expande vapor de agua de una manera estacionaria en una turbina a razón de 40 000 kg/h, entrando a 8 MPa y 500 °C y saliendo a 40 kPa como vapor saturado. Si la potencia generada por la turbina es de 8.2 MW, determine la tasa de generación de entropía para este proceso. Suponga que el medio ambiente está a 25 °C.
Respuesta: 11.4 kW/K

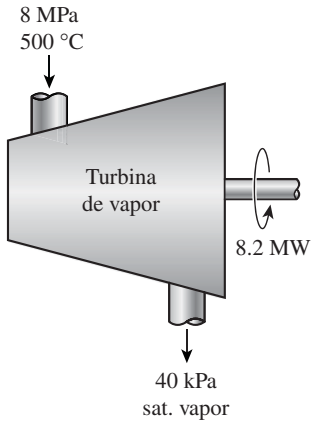


Figura P7-154

7-155 Un flujo de agua caliente a 70 °C entra a una cámara mezcladora adiabática a una razón de 3.6 kg/s, donde se mezcla con un flujo de agua fría a 20 °C. Si la mezcla sale de la cámara a 42 °C, determine *a*) el flujo másico del agua fría y *b*) la tasa de generación de entropía en este proceso de mezclado adiabático. Suponga que todos los flujos están a 200 kPa.

7-156 Agua líquida a 200 kPa y 15 °C se calienta en una cámara al mezclarla con vapor sobrecalentado a 200 kPa y 150 °C. El agua líquida entra a la cámara mezcladora a razón de 4.3 kg/s, y se estima que la cámara pierde calor al aire circundante a 20 °C a razón de 1 200 kJ/min. Si la mezcla sale

de la cámara mezcladora a 200 kPa y 80 °C, determine *a*) el flujo másico del vapor sobrecalentado y *b*) la tasa de generación de entropía durante este proceso de mezclamiento.
Respuestas: a) 0.481 kg/s, *b*) 0.746 kW/K

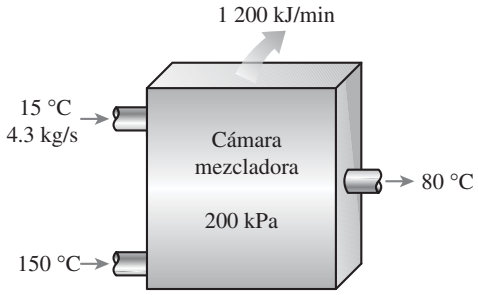


Figura P7-156

7-157 Un recipiente rígido de 0.18 m^3 se llena con agua líquida saturada a 120 °C. Ahora se abre una válvula en el fondo del recipiente y lentamente se saca la mitad de la masa total del recipiente en fase líquida. Se transfiere calor al agua de una fuente a 230 °C, de modo que la temperatura en el recipiente permanece constante. Determine *a*) la cantidad de transferencia de calor y *b*) la generación total de entropía para este proceso.

7-158E Un bloque de hierro de masa desconocida a 185 °F se echa en un recipiente aislado que contiene 0.8 pie^3 de agua a 70 °F. Al mismo tiempo, una rueda de paletas accionada por un motor de 200 W se activa para agitar el agua. Se establece el equilibrio térmico después de 10 min, con una temperatura final de 75 °F. Determine *a*) la masa del bloque de hierro y *b*) la entropía generada durante este proceso.

Tema especial: Reducción del costo de aire comprimido

7-159 El aire comprimido es uno de los servicios clave en las plantas de fabricación, y la potencia total de los sistemas de compresión de aire instalados en Estados Unidos se estima en alrededor de 20 millones de hp. Suponiendo que los compresores operen a plena carga durante un tercio del tiempo en promedio, y que la eficiencia promedio del motor es 90 por ciento, determine cuánta energía y cuánto dinero se ahorrarán por año si la energía que consumen los compresores se reduce en 5 por ciento como resultado de la implementación de algunas medidas de conservación. Tome el costo unitario de electricidad como $0.11/kWh.

7-160 Las necesidades de aire comprimido de una planta a nivel del mar se satisfacen mediante un compresor de 90 hp que toma aire a la presión atmosférica local de 101.3 kPa y a la temperatura promedio de 15 °C, y lo comprime a 1 100 kPa. Una investigación de los sistemas de aire comprimido y el equipo que usa aire comprimido revela que comprimir el aire a 750 kPa es suficiente para esta planta. El compresor opera 3 500 h/año a 75 por ciento de la carga nominal, y está accionado por un motor eléctrico que tiene una eficiencia de 94 por ciento. Tomando el precio de electricidad como $0.105/kWh, determine las cantidades de energía y de dinero que se ahorran como resultado de reducir la presión del aire comprimido.

7-161 Un compresor de 150 hp en una planta industrial está alojado en el área de producción donde la temperatura promedio durante las horas de operación es de 25 °C. La temperatura promedio del exterior durante las mismas horas es de 10 °C. El compresor opera 4 500 h/año a 85 por ciento de la carga nominal y está accionado por un motor eléctrico que tiene una eficiencia de 90 por ciento. Tomando el precio de la electricidad como $0.12/kWh, determine las cantidades de energía y de dinero que se ahorran como resultado de tomar aire del exterior para el compresor en vez de usar el aire interior.

7-162 Las necesidades de aire comprimido de una planta se satisfacen con un compresor de tornillo de 100 hp, que trabaja a plena carga durante 40 por ciento de su tiempo y queda en marcha en vacío el resto del tiempo durante las horas de operación. El compresor consume 35 por ciento de la potencia nominal cuando está en marcha en vacío y 90 por ciento cuando comprime aire. Las horas anuales de operación de la planta son 3 800 h, y el costo unitario de la electricidad es de $0.115/kWh.

Se determina que las necesidades de aire comprimido de la planta durante 60 por ciento del tiempo se pueden satisfacer con un compresor reciprocante de 25 hp que consume 95 por ciento de la potencia nominal cuando comprime aire y no consume potencia cuando no comprime. Se estima que el compresor de 25 hp trabaja 85 por ciento del tiempo. Las eficiencias de los motores de los compresores grandes y pequeños a plena carga o cerca de ésta son de 0.90 y 0.88, respectivamente. La eficiencia del motor grande a 35 por ciento de la carga es de 0.82. Determine las cantidades de energía y dinero que se ahorran como resultado de cambiar al compresor de 25 hp durante 60 por ciento del tiempo.

7-163 Las necesidades de aire comprimido de una planta se satisfacen mediante un compresor de tornillo de 90 hp. La planta detiene la producción durante una hora cada día, incluyendo los fines de semana, para almuerzo; pero el compresor sigue operando. El compresor consume 35 por ciento de la potencia nominal cuando está en marcha en vacío, y el costo unitario de la electricidad es de $0.11/kWh. Determine las cantidades de energía y de dinero que se ahorran por año como resultado de apagar el compresor durante la pausa para almuerzo. Tome la eficiencia del motor a carga parcial como 84 por ciento.

7-164 Las necesidades de aire comprimido de una planta se satisfacen con un compresor de 150 hp provisto de un interenfriador, un posenfriador y un secador refrigerado. La planta opera 6 300 h/año, pero el compresor se estima que comprime aire solamente durante un tercio de las horas de operación, es decir, 2 100 horas al año. El compresor está ya sea a marcha en vacío o apagado el resto del tiempo. Las mediciones de temperatura y los cálculos indican que 25 por ciento de la entrada de energía al compresor se quita del aire comprimido como calor en el posenfriador. El COP de la unidad de refrigeración es 2.5, y el costo de la electricidad es $0.12/kWh. Determine las cantidades de energía y de dinero que se aho-

rran por año como resultado de enfriar el aire comprimido antes de que entre al secador refrigerado.

7-165 El motor de 1 800 rpm y 150 hp de un compresor se quema y se va a reemplazar ya sea por un motor convencional que tiene una eficiencia a plena carga de 93.0 por ciento y cuesta $9 031, o por un motor de alta eficiencia que tiene una eficiencia de 96.2 por ciento y cuesta $10 942. El compresor opera 4 368 h/año a plena carga, y su operación a carga parcial es despreciable. Si el costo de la electricidad es $0.125/kWh, determine las cantidades de energía y de dinero que esta planta ahorrará adquiriendo el motor de alta eficiencia en vez del convencional. También determine si los ahorros del motor de alta eficiencia justifican la diferencia de precios si la vida útil del motor es de 10 años. Ignore cualquier posible reducción de tarifa por parte de la empresa eléctrica local.

7-166 El calentamiento de espacios de una planta se obtiene mediante calefactores de gas natural con eficiencia de 85 por ciento. Las necesidades de aire comprimido de la planta se satisfacen con un compresor grande enfriado por líquido refrigerante. El refrigerante del enfriador se enfría por aire en un intercambiador de calor que permite al líquido refrigerante ceder su calor al aire y cuya sección transversal de flujo de aire tiene 1.0 m de altura y 1.0 m de anchura. Durante la operación típica, el aire se calienta de 20 a 52 °C al fluir por el intercambiador de calor. La velocidad promedio del aire en la entrada es 3 m/s. El compresor opera 20 horas al día y 5 días a la semana durante todo el año. Tomando como 6 meses la estación de calefacción (26 semanas) y el costo del gas natural como $1.25/termia (1 termia = 100 000 Btu = 105 500 kJ), determine cuánto dinero se ahorrará desviando el calor de desecho del compresor hacia la planta durante la temporada de calefacción.

7-167 Los compresores de una planta de producción mantienen las líneas de aire comprimido a una presión (manométrica) de 700 kPa a una elevación de 1 400 m donde la presión atmosférica es de 85.6 kPa. La temperatura promedio del aire es de 15 °C a la entrada del compresor y de 25 °C en las líneas de aire comprimido. La planta opera 4 200 h/año, y el precio promedio de la electricidad es de $0.12/kWh. Tomando la eficiencia del compresor como 0.8, la eficiencia del motor como 0.93 y el coeficiente de descarga como 0.65, determine la energía y el dinero que se ahorran por año sellando una fuga equivalente a un agujero de 3 mm de diámetro en la línea de aire comprimido.

7-168 La energía que se usa para comprimir aire en Estados Unidos se estima que excede 500 mil billones (0.5×10^{15}) kJ por año. También se estima que 10 a 40 por ciento del aire comprimido se pierde por fugas. Suponiendo, en promedio, que se pierde 20 por ciento del aire comprimido por fugas, y que el costo unitario de electricidad es de $0.013/kWh, determine la cantidad y costo de la electricidad que se desperdicia por año debido a fugas de aire.

Problemas de repaso

7-169 Una máquina térmica cuya eficiencia térmica es 35 por ciento usa un depósito caliente a 1 100 R y un depósito frío a 550 R. Calcule el cambio de entropía de los dos depósitos cuando se transfiere 1 Btu de calor del depósito caliente a la máquina. ¿Esta máquina satisface el principio de incremento de entropía? Si la eficiencia térmica de la máquina térmica se aumenta a 60 por ciento, ¿se satisfará todavía el principio de incremento de entropía?

7-170 Un refrigerador con un coeficiente de desempeño de 4 transfiere calor de una región fría a −20 °C a una región caliente a 30 °C. Calcule el cambio total de entropía de las regiones cuando se transfiere 1 kJ de calor de la región fría. ¿Se satisface la segunda ley? ¿Este refrigerador satisfará todavía la segunda ley si su coeficiente de desempeño es 6?

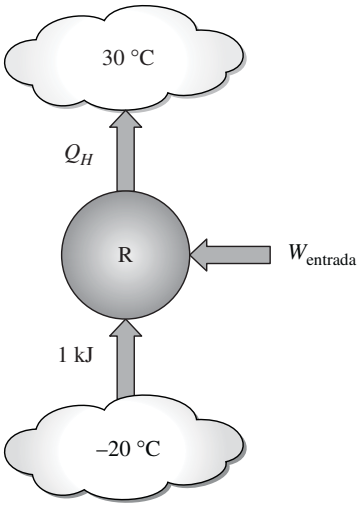


Figura P7-170

7-171 Se ha sugerido que aire a 100 kPa y 25 °C puede enfriarse comprimiéndolo primero adiabáticamente en un sistema cerrado a 1 000 kPa y después expandiéndolo adiabáticamente de nuevo a 100 kPa. ¿Es esto posible?

7-172E 1 lbm de aire a 10 psia y 70 °F está contenida en un dispositivo cilindro-émbolo. Después el aire se comprime reversiblemente a 100 psia mientras la temperatura se mantiene constante. Determine la cantidad total de calor transferida al aire durante esta compresión.

7-173 ¿Es posible que vapor de agua saturado a 200 kPa pueda condensarse a un líquido saturado en un proceso de un sistema isobárico cerrado mientras sólo intercambia calor con un depósito de energía isotérmica a 90 °C? (*Sugerencia:* Determine la generación de entropía).

7-174E Un bloque de 100 lbm de un material sólido cuyo calor específico es 0.5 Btu/lbm · R está a 80 °F. Se calienta con 10 lbm de vapor de agua saturado que tiene una presión constante de 20 psia. Determine las temperaturas finales del bloque y del agua, y el cambio de entropía de *a*) el bloque, *b*) el agua y *c*) el sistema completo. ¿Es posible este proceso? ¿Por qué?

7-175 Un cilindro horizontal se separa en dos compartimientos mediante un émbolo adiabático sin fricción. Un lado contiene 0.2 m^3 de nitrógeno y el otro lado contiene 0.1 kg de helio, ambos inicialmente a 20 °C y 95 kPa. Los lados del émbolo y el lado del helio están aislados. Ahora se agrega calor al lado del nitrógeno desde un depósito a 500 °C hasta

que la presión del helio aumenta a 120 kPa. Determine *a*) la temperatura final del helio, *b*) el volumen final del nitrógeno, *c*) el calor transferido al nitrógeno y *d*) la generación de entropía durante este proceso.

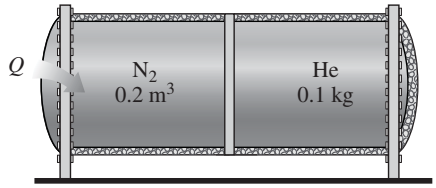


Figura P7-175

7-176 Un dispositivo cilindro-émbolo contiene aire que pasa por un ciclo termodinámico reversible. En un inicio, el aire está a 400 kPa y 300 K con un volumen de 0.3 m^3. El aire primero se expande isotérmicamente a 150 kPa, después se comprime adiabáticamete a la presión inicial y por último se comprime a una presión constante al estado inicial. Tomando en cuenta la variación de los calores específicos en función de la temperatura, determine el trabajo y la trasferencia de calor de cada proceso.

7-177 Un dispositivo cilindro-émbolo contiene 15 $pies^3$ de gas helio a 25 psia y 70 °F. Después se comprime el helio en un proceso politrópico (PV^n = constante) a 70 psia y 300 °F. Determine *a*) el cambio de entropía del helio, *b*) el cambio de entropía de los alrededores y *c*) si este proceso es reversible, irreversible o imposible. Suponga que los alrededores están a 70 °F.

Respuestas: a) −0.016 Btu/R, *b*) 0.019 Btu/R, *c*) irreversible.

7-178 Un dispositivo cilindro-émbolo contiene vapor que pasa por un ciclo termodinámico reversible. En un inicio, el vapor está a 400 kPa y 350 °C y tiene un volumen de 0.3 m^3. Primero el vapor se expande isotérmicamente a 150 kPa, después se comprime adiabáticamente a la presión inicial y por último se comprime a presión constante a su estado inicial. Determine el trabajo neto y la trasferencia de calor para el ciclo después de calcular la interacción de calor y trabajo de cada proceso.

7-179 Un recipiente rígido de 0.8 m^3 contiene bióxido de carbono (CO_2) gaseoso a 250 K y 100 kPa. Ahora se enciende un calentador de resistencia eléctrica de 500 W colocado en el recipiente y se mantiene encendido durante 40 minutos, después de ese tiempo se mide la presión del CO_2 y se encuentra que es de 175 kPa. Suponiendo que el entorno está a 300 K y usando calores específicos constantes, determine *a*) la temperatura final del CO_2, *b*) la cantidad neta de transferencia de calor del recipiente y *c*) la generación de entropía durante este proceso.

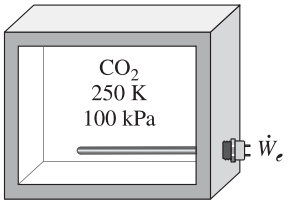


Figura P7-179

7-180 Se estrangula, de una manera estacionaria, el flujo de gas helio de 400 kPa y 60 °C. Se pierde calor del helio al entorno en la cantidad de 1.75 kJ/kg a 25 °C y 100 kPa. Si la entropía del helio aumenta en 0.34 kJ/kg · K en la válvula, determine *a*) la presión y temperatura de salida y *b*) la generación de entropía durante el proceso.

Respuestas: a) 339 kPa, 59.7 °C; *b*) 0.346 kJ/kg · K

7-181 Por la sección del evaporador de un acondicionador de aire de ventana entra aire a 100 kPa y 27 °C con una razón de flujo volumétrico de 6 m^3/min. Refrigerante 134a a 120 kPa y una calidad de 0.3 entra por el evaporador a razón de 2 kg/min y sale de él como vapor saturado a la misma presión. Determine la temperatura de salida del aire y la razón de generación de entropía para este proceso, suponiendo que *a*) las superficies exteriores del acondicionador de aire están aisladas y *b*) el calor es transferido al evaporador del acondicionador de aire del medio circundante a 32 °C y a razón de 30 kJ/min. *Respuestas: a*) −15.9 °C, 0.00196 kW/K, *b*) −11.6 °C, 0.00225 kW/K

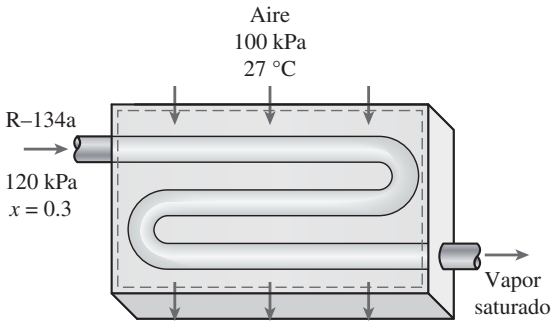


Figura P7-181

7-182 Entra refrigerante 134a a un compresor como vapor saturado a 160 kPa y a una razón de 0.03 m^3/s, y sale a 800 kPa. La entrada de potencia al compresor es de 10 kW. Si el entorno a 20 °C experimenta un aumento de entropía de 0.008 kW/K, determine *a*) la tasa de pérdida de calor del compresor, *b*) la temperatura de salida del refrigerante y *c*) la tasa de generación de entropía.

7-183 Entra aire a 500 kPa y 400 K a una tobera adiabática a una velocidad de 30 m/s, y sale a 300 kPa y 350 K. Usando calores específicos variables, determine *a*) la eficiencia isentrópica, *b*) la velocidad de salida y *c*) la generación de entropía.

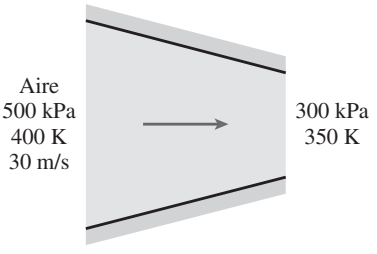


Figura P7-183

7-184 Se comprimen adiabáticamente 3 kg de gas helio de 100 kPa y 27 °C a 900 kPa. Si la eficiencia de compresión isentrópica es de 80 por ciento, determine el suministro necesario de trabajo y la temperatura final del helio.

7-185 Un inventor afirma haber inventado un dispositivo adiabático de flujo estacionario con una sola entrada-salida, que produce 230 kW cuando expande 1 kg/s de aire de 1 200 kPa y 300 °C a 100 kPa. ¿Es válida esta afirmación?

7-186 Usted va a expandir adiabáticamente un gas de 3 MPa y 300 °C a 80 kPa, en un dispositivo de cilindro-émbolo. ¿Cuál de las dos opciones —aire con una eficiencia de expansión isentrópica de 90 por ciento, o neón con una eficiencia de expansión isentrópica de 80 por ciento— producirá el trabajo máximo?

7-187 En algunos sistemas de refrigeración se usa un tubo capilar adiabático para hacer caer la presión del refrigerante del nivel de condensador al nivel del evaporador. Entra R-134a al tubo capilar como líquido saturado a 70 °C, y sale a −20 °C. Determine la tasa de generación de entropía en el tubo capilar para un flujo másico de 0.2 kg/s.
Respuesta: 0.0166 kW/K

Figura P7-187

7-188 Determine la generación de entropía y el trabajo de entrada durante la compresión de vapor de 100 kPa a 1 MPa en *a*) una bomba adiabática y *b*) un compresor adiabático si el estado de entrada es líquido saturado en la bomba y vapor saturado en el compresor y la eficiencia isentrópica es de 85 por ciento para ambos dispositivos.

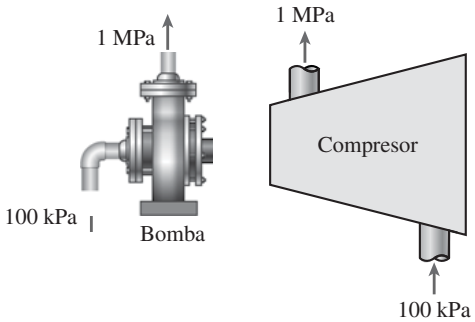


Figura P7-188

7-189 Se comprime aire de manera estable mediante un compresor de 100 kPa y 20 °C a 1 200 kPa y 300 °C a razón de 0.4 kg/s. El compresor se enfría intencionalmente utilizando las aletas de su superficie, con lo que éste pierde calor a una razón de 15 kW a los alrededores a 20 °C. Utilizando calores específicos constantes a temperatura ambiente, determine *a*) la potencia de entrada del compresor, *b*) la eficiencia isotérmica y *c*) la generación de entropía durante este proceso.

7-190 Un compresor comprime de una manera estacionaria aire de 100 kPa y 17 °C a 700 kPa, a razón de 5 kg/min. Determine la entrada mínima de potencia necesaria si el proceso es *a*) adiabático y *b*) isotérmico. Suponga que el aire es un gas ideal con calores específicos variables, y desprecie los cambios en energías cinética y potencial.
Respuestas: a) 18.0 kW; *b*) 13.5 kW

7-191 Entra aire a un compresor de dos etapas a 100 kPa y 27 °C y se comprime a 625 kPa. La relación de presión a través de cada etapa es la misma, y el aire se enfría a la temperatura inicial entre las dos etapas. Suponiendo que el proceso de compresión es isentrópico, determine la entrada de potencia al compresor para un flujo másico de 0.15 kg/s. ¿Cuál sería su respuesta si sólo se usara una etapa de compresión?
Respuestas: 27.1 kW, 31.1 kW

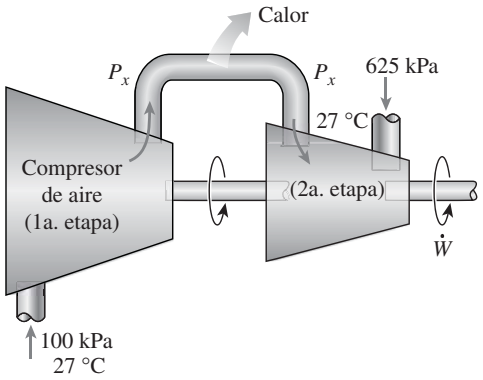


Figura P7-191

7-192 Entra vapor de agua a 6 MPa y 500 °C a una turbina adiabática de dos etapas, a razón de 15 kg/s. Diez por ciento del vapor se extrae al final de la primera etapa a una presión de 1.2 MPa para otro uso. El resto del vapor se expande más en la segunda etapa y sale de la turbina a 20 kPa. Determine la producción de potencia de la turbina, suponiendo que *a*) el proceso es reversible y *b*) la turbina tiene una eficiencia isentrópica de 88 por ciento.
Respuestas: a) 16 290 kW, *b*) 14 335 kW

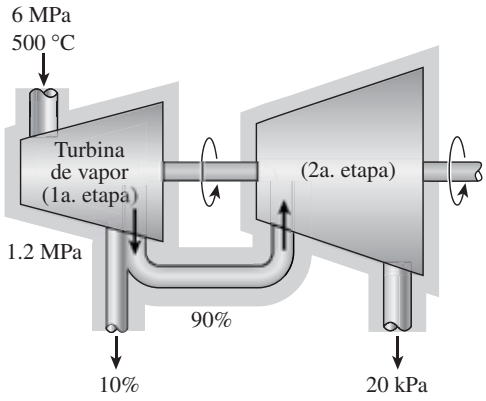


Figura P7-192

7-193 Refrigerante 134a a 140 kPa y −10 °C se comprime en un compresor adiabático de 1.3 kW a un estado de salida de 700 kPa y 60 °C. Despreciando los cambios en energías

cinética y potencial, determine *a*) la eficiencia isentrópica del compresor, *b*) el flujo volumétrico del refrigerante a la entrada del compresor, en L/min, y *c*) el flujo volumétrico máximo en las condiciones de entrada que puede manejar este compresor adiabático de 1.3 kW sin violar la segunda ley.

7-194 Un compresor adiabático se va a accionar por una turbina adiabática de vapor directamente acoplada que también está impulsando un generador. El vapor de agua entra a la turbina a 12.5 MPa y 500 °C, a razón de 25 kg/s, y sale a 10 kPa y una calidad de 0.92. El aire entra al compresor a 98 kPa y 295 K a razón de 10 kg/s, y sale a 1 MPa y 620 K. Determine *a*) la potencia neta alimentada al generador por la turbina y *b*) la tasa de generación de entropía dentro de la turbina y del compresor durante este proceso.

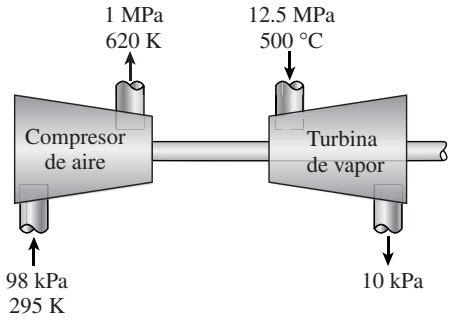


Figura P7-194

7-195 Reconsidere el problema 7-194. Usando software EES (u otro), determine las eficiencias isentrópicas para el compresor y la turbina. Luego use el EES para estudiar cómo la variación de la eficiencia del compresor en el rango de 0.6 a 0.8 y la eficiencia de la turbina en el rango 0.7 a 0.95 afectan el trabajo neto para el ciclo y la entropía generada para el proceso. Grafique el trabajo neto como función de la eficiencia del compresor para eficiencias de turbina de 0.7, 0.8 y 0.9, y explique sus resultados.

7-196 Se expande aire en una turbina adiabática con eficiencia isentrópica de 85 por ciento, de un estado inicial de 2 200 kPa y 300 °C a una presión de salida de 200 kPa. Calcule la temperatura de salida del aire y el trabajo producido por esta turbina por unidad de masa de aire.

7-197 Se expande aire en una turbina adiabática con eficiencia isentrópica de 90 por ciento, de un estado de entrada de 2 800 kPa y 400 °C a una presión de salida de 150 kPa. Calcule la temperatura de salida del aire, el trabajo producido por esta turbina y la generación de entropía.
Respuestas: 332 K, 346 kJ/kg, 0.123 kJ/kg · K.

7-198 Para controlar la salida de potencia de una turbina isentrópica de vapor, se coloca una válvula reguladora en la línea de vapor que alimenta la entrada de la turbina, como se muestra en la figura. Se suministra a la entrada de la válvula vapor a 6 MPa y 400 °C, y la presión de escape de la turbina se ajusta a 70 kPa. Compare el trabajo producido por esta turbina de vapor, en kJ/kg, cuando la válvula reguladora está totalmente abierta (de modo que no hay pérdida de presión), y cuando está parcialmente cerrada de modo que la presión a la entrada de la turbina es de 3 MPa.

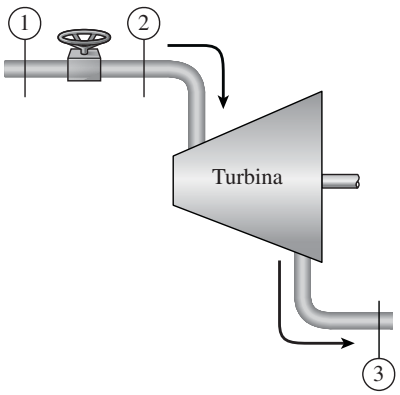


Figura P7-198

7-199 Dos recipientes rígidos están conectados por una válvula. El recipiente A está aislado y contiene 0.3 m^3 de vapor de agua a 400 kPa y calidad de 60 por ciento. El recipiente B no está aislado y contiene 2 kg de vapor de agua a 200 kPa y 250 °C. Ahora se abre la válvula y fluye vapor del recipiente A al B hasta que la presión en el recipiente A cae a 200 kPa. Durante este proceso, se transfieren 300 kJ de calor del recipiente B al entorno a 17 °C. Suponiendo que el vapor que queda dentro del recipiente A ha sufrido un proceso reversible adiabático, determine *a*) la temperatura final en cada recipiente y *b*) la entropía generada durante este proceso.
Respuestas: a) 120.2 °C, 116.1 °C; *b*) 0.498 kJ/K

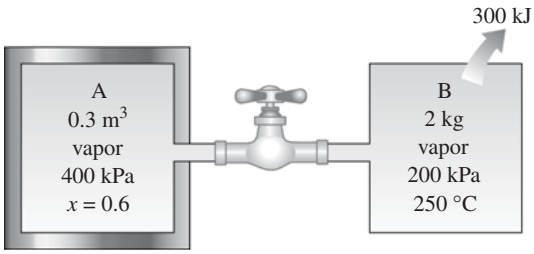


Figura P7-199

7-200 Un elemento calentador de resistencia eléctrica de 1 200 W con diámetro de 0.5 cm se introduce en 40 kg de agua inicialmente a 20 °C. Suponiendo que el recipiente de agua está bien aislado, determine cuánto tiempo tardará este calentador en elevar la temperatura del agua a 50 °C. También determine la entropía generada durante este proceso, en kJ/K.

7-201E Un recipiente rígido de 5 $pies^3$ contiene inicialmente refrigerante 134a a 60 psia y calidad 100 por ciento. El recipiente está conectado por una válvula a una línea de suministro que lleva refrigerante 134a a 140 psia y 80 °F. La válvula se abre ahora para permitir que el refrigerante entre al recipiente, y se cierra cuando se observa que el recipiente contiene sólo líquido saturado a 100 psia. Determine *a*) la masa del refrigerante que entró al recipiente, *b*) la cantidad de transferencia de calor con el ambiente a 70 °F y *c*) la entropía generada durante este proceso.

7-202 Una casa solar pasiva que pierde calor al exterior a 3 °C a una tasa promedio de 50 000 kJ/h, se mantiene a 22 °C todo el tiempo durante una noche de invierno durante 10 h. La casa debe calentarse por 50 contenedores de vidrio, cada uno de los cuales contiene 20 L de agua que se calienta a 80 °C durante el día absorbiendo la energía solar. Un calentador de apoyo de resistencia eléctrica de 15 kW, controlado por termostato, se enciende siempre que es necesario para mantener la casa a 22 °C. Determine cuánto tiempo estuvo encendido el sistema de calefacción eléctrica en esa noche, y la cantidad de entropía generada durante la noche.

7-203E Un contenedor de acero de 15 pies^3 vacío que tiene una masa de 75 lbm se llena de agua líquida. En un inicio, tanto el tanque de acero como el agua están a 120 °F. Después se transfiere calor y el sistema entero se enfría a la temperatura del aire circundante de 70 °F. Determine la entropía total generada durante este proceso.

7-204 Para enfriar 1 ton de agua a 20 °C en un tanque aislado, una persona vierte dentro de él 80 kg de hielo a −5 °C. Determine *a*) la temperatura de equilibrio final en el tanque y *b*) la generación de entropía durante este proceso. La temperatura de fusión y el calor de fusión del hielo a presión atmosférica son 0 °C y 333.7 kJ/kg.

7-205 Se lleva una tonelada de agua líquida a 80 °C a un recinto bien aislado y sellado de 4 m × 5 m × 7 m que en un inicio está a 22 °C y 100 kPa. Suponiendo calores específicos constantes tanto para el aire como para el agua a temperatura ambiente, determine *a*) la temperatura de equilibrio final en la habitación y *b*) el cambio de entalpía total durante este proceso en kJ/k.

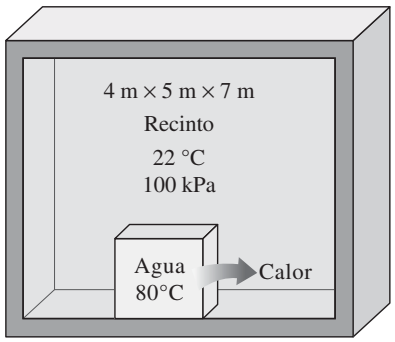


Figura P7-205

7-206 Un reciento bien aislado de 4 m × 4 m × 5 m que en un inicio está a 10 °C es calentado por el radiador de un sistema de calefacción a vapor. El radiador tiene un volumen de 15 L y está lleno con vapor sobrecalentado a 200 kPa y 200 °C. En este momento tanto la válvula de entrada como la de salida del radiador están cerradas. Se utiliza un ventilador de 120 W para distribuir el aire dentro del recinto. Se observa que la presión del vapor desciende a 100 kPa después de 30 minutos como resultado de la trasferencia de calor al recinto. Suponiendo calores específicos constantes del aire a temperatura ambiente, determine *a*) la temperatura promedio del aire en 30 min, *b*) el cambio de entropía del vapor, *c*) el cambio de entropía del aire en el recinto y *d*) la entropía generada durante este proceso, en kJ/K. Suponga que la presión del aire en el recinto permanece constante a 100 kPa en todo momento.

7-207 Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene inicialmente 0.02 m^3 de vapor húmedo de agua con una calidad de 0.1 a 100 °C. Ahora se pone en el cilindro un poco de hielo a −18 °C. Si el cilindro contiene líquido saturado a 100 °C cuando se establece el equilibrio térmico, determine *a*) la cantidad de hielo agregado y *b*) la generación de entropía durante este proceso. La temperatura de fusión y el calor de fusión del hielo a presión atmosférica son 0 °C y 333.7 kJ/kg.

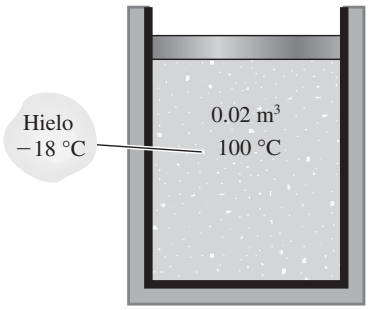


Figura P7-207

7-208 Considere una botella de 50 L en la que se ha hecho el vacío, rodeada por la atmósfera a 95 kPa y 27 °C. Ahora se abre una válvula en el cuello de la botella y se deja entrar el aire atmosférico. El aire atrapado en la botella finalmente alcanza el equilibrio térmico con la atmósfera como resultado de la transferencia de calor a través de la pared de la botella. La válvula permanece abierta durante el proceso de modo que el aire atrapado también llega al equilibrio mecánico con la atmósfera. Determine la transferencia neta de calor a través de la pared de la botella y la generación de entropía durante este proceso de llenado. *Respuestas:* 4.75 kJ, 0.0158 kJ/K

7-209 *a*) Fluye agua por una ducha de una manera estacionaria a una razón de 10 L/min. Un calentador eléctrico

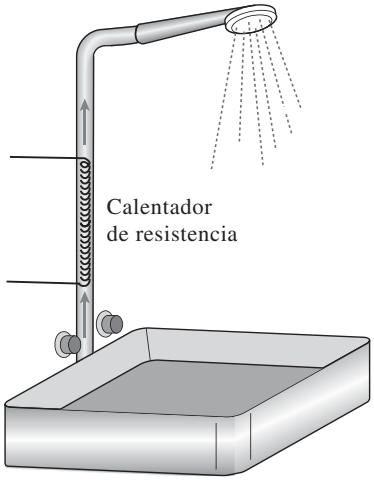


Figura P7-209

de resistencia colocado en el tubo de agua calienta el agua de 16 a 43 °C. Tomando la densidad del agua como 1 kg/L, determine la alimentación de potencia al calentador, en kW, y la tasa de generación de entropía durante este proceso, en kW/K.

b) En un esfuerzo por conservar la energía, se propone pasar el agua drenada tibia a 39 °C por un intercambiador de calor para precalentar el agua fría de entrada. Si el intercambiador de calor tiene una efectividad de 0.50 (es decir, si recupera sólo la mitad de la energía que podría transferirse del agua drenada al agua fría de entrada), determine la alimentación de potencia eléctrica necesaria en este caso y la reducción en la tasa de generación de entropía en la sección de calentamiento por resistencia.

7-210 Usando software EES (u otro), determine la entrada de trabajo a un compresor de etapas múltiples para un conjunto dado de presiones de entrada y salida para cualquier número de etapas. Suponga que las relaciones de presión a través de cada etapa son idénticas y el proceso de compresión es politrópico. Ponga en lista y grafique el trabajo del compresor contra el número de etapas para $P_1 = 100$ kPa, $T_1 = 25$ °C, $P_2 = 1\,000$ kPa y $n = 1.35$ para aire. Con base en esta gráfica, ¿puede usted justificar el uso de compresores con más de tres etapas?

7-211 Las superficies interna y externa del cristal de una ventana de 2 m × 2 m en invierno están a 10 °C y 3 °C, respectivamente. Si la razón de pérdida de calor de la ventana es de 3.2 kJ/s, determine la cantidad de pérdida de calor, en kJ, a través del cristal durante un periodo de 5 h. También determine la razón de generación de entropía durante este proceso dentro del cristal.

7-212 Los cristales interno y externo de una ventana de 2 m × 2 m de doble panel están a 18 °C y 6 °C, respectivamente. Si los cristales están muy cerca de ser isotérmicos y la razón de trasferencia de calor a través de la ventana es de 110 W, determine las razones de trasferencia de entropía a través de ambos lados de la ventana y la razón de generación de entropía dentro de la ventana, en W/K.

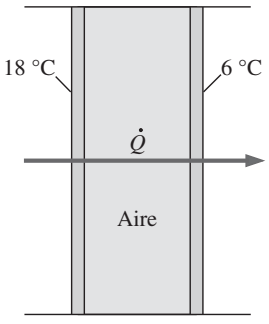


Figura P7-212

7-213 Una tubería de agua caliente a 80 °C está perdiendo calor al aire circundante que está a 5 °C a razón de 2 200 W. Determine la razón de la generación de entropía en el aire circundante, en W/K.

7-214 Considere el turbocargador de un motor de combustión interna. Los gases de escape entran a la turbina a 450 °C a una razón de 0.02 kg/s, y salen a 400 °C. El aire entra al compresor a 70 °C y 95 kPa a razón de 0.018 kg/s y sale a 135 kPa. La eficiencia mecánica entre la turbina y el compresor es de 95 por ciento (5 por ciento del trabajo de la turbina se pierde durante su transmisión al compresor). Usando las propiedades del aire para los gases de escape, determine *a*) la temperatura del aire a la salida del compresor y *b*) la eficiencia isentrópica del compresor.

Respuestas: a) 126 °C, *b*) 0.642

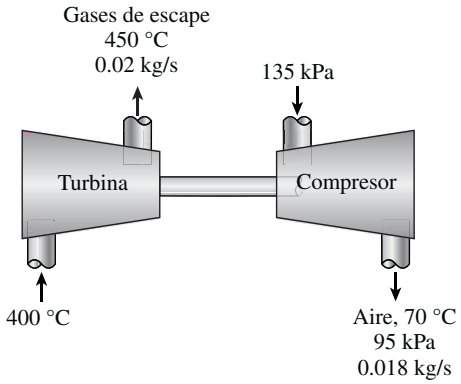


Figura P7-214

7-215 Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado de 0.40 m^3 contiene inicialmente 1.3 kg de aire a 30 °C. En este estado, el émbolo se puede mover libremente. Ahora se admite al interior del cilindro aire a 500 kPa y 70 °C de una línea de suministro, hasta que el volumen aumenta en 50 por ciento. Usando calores específicos constantes a temperatura ambiente, determine *a*) la temperatura final, *b*) la cantidad de masa que ha entrado, *c*) el trabajo realizado y *d*) la generación de entropía.

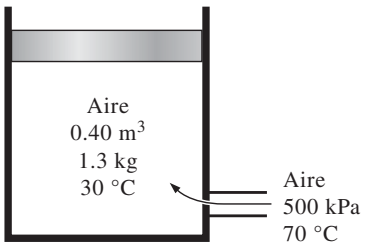


Figura P7-215

7-216 Cuando la transportación de gas natural por una tubería no es factible por razones económicas, se licua primero usando técnicas de refrigeración no convencionales y luego se transporta en tanques superaislados. En una planta de licuefacción de gas natural, el gas natural licuado (LNG, por sus siglas en inglés) entra a una turbina criogénica a 30 bar y −160 °C, a razón de 20 kg/s, y sale a 3 bar. Si la turbina produce 115 kW de potencia, determine la eficiencia de la turbina. Tome la densidad del LNG como 423.8 kg/m^3.

Respuesta: 90.3 por ciento

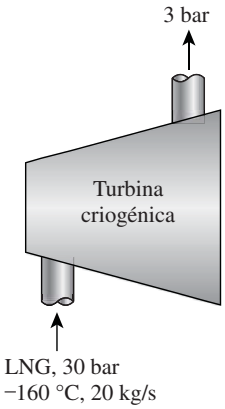


Figura P7-216

7-217 Un recipiente de volumen constante lleno con 2 kg de aire rechaza calor a un depósito térmico a 300 K. Durante el proceso, la temperatura del aire en el recipiente disminuye hasta la temperatura del depósito. Determine las expresiones para los cambios de entropía para el recipiente y el depósito, y el cambio total de entropía o entropía generada de este sistema aislado. Grafique estos cambios de entropía como funciones de la temperatura inicial del aire. Comente sus resultados. Suponga calores específicos del aire constantes a 300 K.

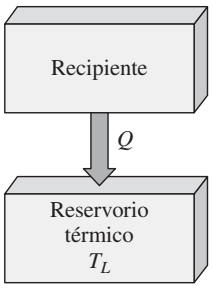


Figura P7-217

7-218 Considere dos cuerpos de masa idéntica m y calor específico c utilizados como depósitos isotérmicos (fuente y depósito) para un motor de calor. El primer cuerpo está inicialmente a una temperatura absoluta T_1 mientras que el segundo está a una temperatura absoluta menor T_2. El calor se transfiere del primer cuerpo al motor de calor, el cual rechaza el calor residual y lo transfiere al segundo cuerpo. El proceso continúa hasta que las temperaturas finales de los dos cuerpos T_f se igualan. Demuestre que $T_f = \sqrt{T_1 T_2}$ cuando el motor de calor produce el máximo trabajo posible.

7-219 Una máquina térmica recibe calor de un recipiente de volumen constante lleno con 2 kg de aire. La máquina produce trabajo que se almacena en un depósito de trabajo, y rechaza 400 kJ de calor a un depósito térmico a 300 K. Durante el proceso, la temperatura del aire en el recipiente disminuye a 300 K. *a*) Determine la temperatura inicial del aire que elevará al máximo el trabajo y la eficiencia térmica de la máquina. *b*) Evalúe el cambio total de entropía de este sistema aislado, el trabajo producido y la eficiencia térmica

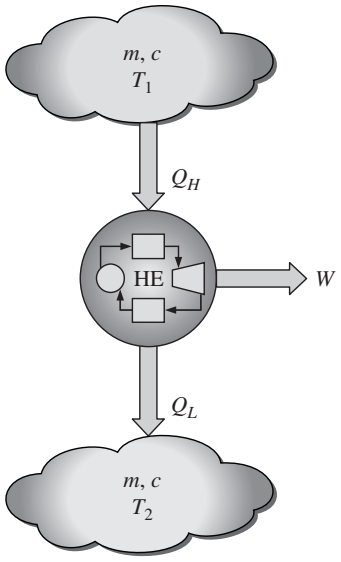


Figura P7-218

para la temperatura inicial del aire en el recipiente del inciso *a*), y a 100 K arriba y debajo de la respuesta al inciso *a*). *c*) Grafique la eficiencia térmica y la generación de entropía como funciones de la temperatura inicial del aire. Comente sobre sus respuestas. Suponga calores específicos para el aire a 300 K. *Respuestas: a*) 759 K, 0.393

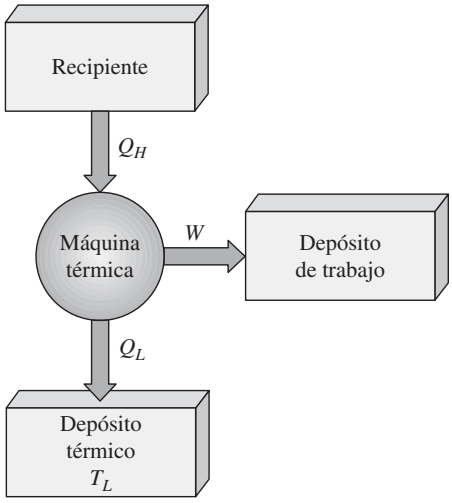


Figura P7-219

7-220 Para un gas ideal con calores específicos constantes, demuestre que las eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina se pueden escribir como

$$\eta_C = \frac{(P_2/P_1)^{(k-1)/k}}{(T_2/T_1) - 1} \quad \text{y} \quad \eta_T = \frac{(T_4/T_3) - 1}{(P_4/P_3)^{(k-1)/k} - 1}.$$

Los estados 1 y 2 representan los estados de entrada y salida del compresor, y los estados 3 y 4 representan los estados de entrada y salida de la turbina.

7-221 A partir de la ecuación de Gibbs $dh = Tds + vdP$, obtenga la expresión del cambio en la entalpía de un gas ideal que tiene calores específicos constantes durante el proceso isentrópico $Pv^k = \text{constante}$.

7-222 Un recipiente rígido que inicialmente está vacío es llenado con el fluido de una fuente cuyas propiedades permanecen constantes. Determine la generación de entropía si esto se hace adiabáticamente, sin ningún trabajo, y si el fluido es un gas ideal. Su respuesta debe ser en función del volumen del recipiente, las propiedades del gas, el estado muerto, la temperatura, la presión y temperaturas iniciales y finales del gas, y la presión y la temperatura de la fuente alimentadora de gas.

7-223 La temperatura de un gas ideal que tiene calores específicos constantes está dada en función de la entropía específica y el volumen específico como $T(s, v) = Av^{1-k} \exp(s/c_v)$, donde A es una constante. Para un proceso reversible y de volumen constante, halle la expresión de la trasferencia de calor por unidad de masa en función de c_v y T utilizando $Q = \int TdS$. Compare este resultado con el obtenido aplicando la primera ley a un sistema cerrado que pasa por un proceso de volumen constante.

7-224 Un gas ideal pasa por un proceso reversible de flujo estable, en el que la presión y el volumen están relacionados por la ecuación politrópica $Pv^n = \text{constante}$. Ignorando el cambio en las energías cinética y potencial del flujo y suponiendo calores específicos constantes, *a*) obtenga la expresión de la trasferencia de calor por flujo de unidad de masa para el proceso y *b*) evalúe esta expresión para el caso especial en que $n = k = c_p/c_v$.

7-225 La eficiencia politrópica o pequeña etapa de un compresor $\eta_{\infty,C}$ está definida como la razón del trabajo diferencial real realizado en el fluido con respecto al trabajo diferencial isentrópico efectuado en el fluido que pasa por el compresor $\eta_{\infty,C} = dh_s/dh$. Considere un gas ideal con calores específicos constantes mientras el fluido de trabajo pasa un proceso en un compresor en el que la eficiencia politrópica es constante. Demuestre que la razón de la temperatura a través del compresor está relacionada con la razón de la presión a través del compresor por

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\left(\frac{1}{\eta_{\infty,C}}\right)\left(\frac{R}{c_p}\right)} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\left(\frac{1}{\eta_{\infty,C}}\right)\left(\frac{k-1}{k}\right)}$$

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

7-226 Se comprime vapor de agua de 6 MPa y 300 °C a 10 MPa, isentrópicamente. La temperatura final del vapor es

a) 290 °C *b*) 300 °C *c*) 311 °C
d) 371 °C *e*) 422 °C

7-227 Una manzana con una masa de 0.12 kg y calor específico promedio de 3.65 kJ/kg · °C se enfría de 25 °C a 5° C. El cambio de entropía de la manzana es

a) –0.705 kJ/K *b*) –0.254 kJ/K *c*) –0.0304 kJ/K
d) 0 kJ/K *e*) 0.348 kJ/K

7-228 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 5 kg de vapor de agua saturado a 3 MPa. Ahora se rechaza calor del cilindro a presión constante hasta que el vapor de agua se condensa por completo, de modo que el cilindro contiene líquido saturado a 3 MPa al final del proceso. El cambio de entropía del sistema durante ese proceso es

a) 0 kJ/K *b*) −3.5 kJ/K *c*) −12.5 kJ/K
d) −17.7 kJ/K *e*) −19.5 kJ/K

7-229 Se expande vapor de agua en una turbina adiabática de 4 MPa y 500 °C a 0.1 MPa, a razón de 2 kg/s. Si el vapor de agua sale de la turbina como vapor saturado, la producción de potencia de la turbina es

a) 2 058 kW *b*) 1 910 kW *c*) 1 780 kW
d) 1 674 kW *e*) 1 542 kW

7-230 Se expande gas argón en una turbina adiabática de 3 MPa y 750 °C a 0.2 MPa a razón de 5 kg/s. La producción máxima de potencia de la turbina es

a) 1.06 MW *b*) 1.29 MW *c*) 1.43 MW
d) 1.76 MW *e*) 2.08 MW

7-231 Una unidad de masa de una sustancia sufre un proceso irreversible del estado 1 al estado 2, ganando calor del entorno a la temperatura T en la cantidad de q. Si la entropía de la sustancia es s_1 en el estado 1, y s_2 en el estado 2, el cambio de entropía de la sustancia, Δs, durante este proceso es

a) $\Delta s < s_2 - s_1$ *b*) $\Delta s > s_2 - s_1$
c) $\Delta s = s_2 - s_1$ *d*) $\Delta s = s_2 - s_1 + q/T$
e) $\Delta s > s_2 - s_1 + q/T$

7-232 Una unidad de masa de un gas ideal a la temperatura T sufre un proceso isotérmico reversible de la presión P_1 a la presión P_2 mientras pierde calor al entorno a la temperatura T en la cantidad de q. Si la constante del gas es R, el cambio de entropía del gas Δs durante ese proceso es

a) $\Delta s = R \ln(P_2/P_1)$ *b*) $\Delta s = R \ln(P_2/P_1) - q/T$
c) $\Delta s = R \ln(P_1/P_2)$ *d*) $\Delta s = R \ln(P_1/P_2) - q/T$
e) $\Delta s = 0$

7-233 Se comprime gas helio de 27° C y 3.50 m^3/kg a 0.775 m^3/kg de manera reversible y adiabática. La temperatura del helio después de la compresión es

a) 74 °C *b*) 122 °C *c*) 547 °C
d) 709 °C *e*) 1 082 °C

7-234 Se pierde calor a través de un muro plano, de una manera estacionaria, a razón de 600 W. Si las temperaturas de las superficies interna y externa del muro son 20 °C y 5 °C, respectivamente, la tasa de generación de entropía dentro del muro es

a) 0.11 W/K *b*) 4.21 W/K *c*) 2.10 W/K
d) 42.1 W/K *e*) 90.0 W/K

7-235 Se comprime aire, de una manera estacionaria y adiabáticamente, de 17 °C y 90 kPa a 200 °C y 400 kPa. Suponiendo calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente, la eficiencia isentrópica del compresor es

a) 0.76 *b*) 0.94 *c*) 0.86
d) 0.84 *e*) 1.00

7-236 Se expande gas argón en una turbina adiabática, de una manera estacionaria, de 600 °C y 800 kPa a 80 kPa, a razón de 2.5 kg/s. Para eficiencia isentrópica de 80 por ciento, la potencia producida por la turbina es

a) 240 kW *b*) 361 kW *c*) 414 kW
d) 602 kW *e*) 777 kW

7-237 Entra agua a una bomba, de una manera estacionaria, a 100 kPa y una razón de 35 L/s, y sale a 800 kPa. Las velocidades de flujo a la entrada y a la salida son iguales, pero la salida de la bomba donde se mide la presión de descarga está a 6.1 m arriba de la entrada a la bomba. El suministro mínimo de potencia a la bomba es

a) 34 kW *b*) 22 kW *c*) 27 kW
d) 52 kW *e*) 44 kW

7-238 Se comprime aire, de una manera estacionaria e isentrópicamente, de 1 atm a 16 atm en un compresor de dos etapas. Para minimizar el trabajo total de compresión, la presión intermedia entre las dos etapas debe ser

a) 3 atm *b*) 4 atm *c*) 8.5 atm
d) 9 atm *e*) 12 atm

7-239 Entra gas helio, de una manera estacionaria, a una tobera adiabática a 500 °C y 600 kPa a baja velocidad, y sale a una presión de 90 kPa. La velocidad más alta posible del gas helio a la salida de la tobera es

a) 1 475 m/s *b*) 1 662 m/s *c*) 1 839 m/s
d) 2 066 m/s *e*) 3 040 m/s

7-240 Gases de combustión con una relación de calores específicos de 1.3 entran de una manera estacionaria a una tobera adiabática a 800 °C y 800 kPa con baja velocidad, y salen a una presión de 85 kPa. La temperatura más baja posible de los gases de combustión a la salida de la tobera es

a) 43 °C *b*) 237 °C *c*) 367 °C
d) 477 °C *e*) 640 °C

7-241 Entra vapor de agua, de una manera estacionaria, a una turbina adiabática a 400 °C y 5 MPa, y sale a 20 kPa. El porcentaje más alto de masa de vapor que condensa a la salida de la turbina y sale de la turbina como líquido es

a) 4% *b*) 8% *c*) 12%
d) 18% *e*) 0%

7-242 Entra agua líquida a un sistema adiabático de tubería a 15 °C a razón de 8 kg/s. Si la temperatura del agua sube en 0.2 °C durante el flujo debido a la fricción, la tasa de generación de entropía en la tubería es

a) 23 W/K *b*) 55 W/K *c*) 68 W/K
d) 220 W/K *e*) 443 W/K

7-243 Se va a comprimir agua líquida por una bomba cuya eficiencia isentrópica es de 75 por ciento, de 0.2 MPa a 5 MPa, a razón de 0.15 m^3/min. La entrada necesaria de potencia a esta bomba es

a) 4.8 kW *b*) 6.4 kW *c*) 9.0 kW
d) 16.0 kW *e*) 12 kW

7-244 Entra vapor de agua a una turbina adiabática a 8 MPa y 500 °C a razón de 18 kg/s, y sale a 0.2 MPa y 300 °C. La tasa de generación de entropía en la turbina es

a) 0 kW/K *b*) 7.2 kW/K *c*) 21 kW/K
d) 15 kW/K *e*) 17 kW/K

7-245 Se comprime gas helio, de una manera estacionaria, de 90 kPa y 25 °C a 800 kPa a razón de 2 kg/min con un compresor adiabático. Si el compresor consume 80 kW de potencia al operar, la eficiencia isentrópica de este compresor es

a) 54% *b*) 80.5% *c*) 75.8%
d) 90.1% *e*) 100%

Problemas de diseño y ensayo

7-246 Los compresores impulsados por motores a gas natural se están volviendo cada vez más populares. Varias fábricas han reemplazado los motores eléctricos que impulsan sus compresores por motores alimentados por gas con el fin de reducir sus gastos en energía, puesto que el costo del gas natural es mucho más bajo que el de la electricidad. Considere una fábrica que tiene un compresor de 130 kW que corre 4 400 h/año a un factor de carga promedio de 0.6. Haciendo suposiciones razonables y utilizando los costos unitarios del gas natural y la electricidad de su localidad, determine los ahorros potenciales de costos al año si sustituyera sus motores por motores a gas natural.

7-247 Es bien sabido que la temperatura de un gas se eleva cuando se comprime, como resultado de la transferencia de energía en forma de trabajo de compresión. A altas relaciones de compresión, la temperatura del aire se puede elevar por encima de la temperatura de autoignición de algunos hidrocarburos, incluyendo algún aceite lubricante. Por lo tanto, la presencia de algo de vapor de aceite lubricante en el aire a alta presión aumenta la posibilidad de una explosión, creando un riesgo de incendio. La concentración de aceite dentro del compresor usualmente es demasiado baja para crear un peligro real. Sin embargo, el aceite que se acumula en las paredes internas de la tubería de salida del compresor puede causar una explosión. Tales explosiones se han eliminado en gran medida usando los aceites lubricantes adecuados, diseñando cuidadosamente el equipo, interenfriando entre etapas del compresor y conservando limpio el equipo.

Se debe diseñar un compresor para una aplicación industrial en Los Ángeles. Si la temperatura de salida del compresor no ha de exceder 250 °C por consideraciones de seguridad, determine la relación de compresión máxima permisible que es segura para todas las posibles condiciones climáticas para el área.

7-248 Identifique las principales fuentes de generación de entropía en su hogar y proponga formas de reducirlas.

7-249 Obtenga la siguiente información acerca de la planta eléctrica que esté más cercana a su ciudad: la producción neta de potencia; el tipo y cantidad de combustible; la potencia que consumen las bombas, ventiladores y otros equipos auxiliares; pérdidas en gases de chimenea; temperaturas en diferentes

ubicaciones, y la tasa de rechazo de calor en el condensador. Usando éstos y otros datos pertinentes, determine la tasa de generación de entropía en esa planta eléctrica.

7-250 Usted está diseñando un proceso de expansión isentrópica de sistema cerrado que utiliza un gas ideal que opera entre los límites de presión de P_1 y P_2. Los gases en consideración son el hidrógeno, nitrógeno, aire, helio, argón y bióxido de carbono. ¿Cuál de estos gases producirá la mayor cantidad de trabajo? ¿Cuál requerirá la menor cantidad de trabajo en un proceso de compresión?

CAPÍTULO

8

Exergía: una medida del potencial de trabajo

El creciente conocimiento acerca de que los recursos energéticos mundiales son limitados ha provocado que muchos países reexaminen sus políticas de energía y tomen medidas drásticas para evitar el desperdicio. También ha desatado el interés en la comunidad científica para considerar más de cerca a los dispositivos de conversión de energía y desarrollar nuevas técnicas que permitan utilizar mejor los limitados recursos existentes. La primera ley de la termodinámica trata sobre la *cantidad* de energía y afirma que ésta no puede crearse ni destruirse. Esta ley sirve meramente como una herramienta necesaria para contabilizar la energía durante un proceso y no ofrece desafíos al ingeniero. Sin embargo, la segunda ley tiene que ver con la *calidad* de la energía: más específicamente, se ocupa de la degradación de la energía durante un proceso, de la generación de entropía y de la pérdida de oportunidades para efectuar trabajo, además de ofrecer el margen suficiente para la mejora.

La segunda ley de la termodinámica ha demostrado ser una herramienta muy poderosa en la optimización de sistemas termodinámicos complejos. En este capítulo se examina el desempeño de dispositivos técnicos a la luz de la segunda ley. Se inicia con la introducción de *exergía* (también llamada *disponibilidad*), que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse del sistema en un estado y un ambiente especificados; y se continúa con el *trabajo reversible* que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse cuando un sistema experimenta un proceso entre dos estados especificados. Luego se expone la *irreversibilidad* (también llamada *destrucción de exergía* o *trabajo perdido*), que es el potencial de trabajo desperdiciado durante un proceso como resultado de irreversibilidades, y se define una *eficiencia según la segunda ley*. Por último se desarrolla una relación de *balance de exergía* aplicada a los sistemas cerrados y volúmenes del control.

OBJETIVOS

En el capítulo 8, los objetivos son:

- Examinar el desempeño de los dispositivos de la ingeniería a la luz de la segunda ley de la termodinámica.
- Definir la *exergía*, que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse del sistema en un estado y un ambiente especificados.
- Definir *trabajo reversible*, que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse cuando un sistema experimenta un proceso entre dos estados especificados.
- Definir *destrucción de exergía*, que es el potencial de trabajo desperdiciado durante un proceso como resultado de irreversibilidades.
- Definir la *eficiencia según la segunda ley*.
- Desarrollar la relación de balance de exergía.
- Aplicar el balance de exergía a los sistemas cerrados y volúmenes del control.

8-1 ▪ Exergía: potencial de trabajo de la energía

Cuando se descubre una nueva fuente de energía, como un pozo geotérmico, lo primero que hacen los exploradores es estimar la cantidad de energía contenida en la fuente. Sin embargo, esta sola información sirve de poco para decidir si se construye una central eléctrica en ese sitio. Lo que realmente se necesita saber es el *potencial de trabajo* de la fuente, es decir, la cantidad de energía que podemos extraer como trabajo útil. El resto de la energía es finalmente descartada como energía de desecho y no debe ser considerada. Por lo tanto, es deseable tener una propiedad que permita determinar el potencial de trabajo útil de una cantidad dada de energía en algún estado especificado. Esta propiedad es la *exergía*, que también se denomina *disponibilidad* o *energía disponible*.

El potencial de trabajo de la energía contenida en un sistema en un estado especificado es simplemente el trabajo útil máximo que puede obtenerse del sistema. Recordemos que el trabajo realizado durante un proceso depende de los estados inicial y final y de la trayectoria del proceso. Es decir,

$$\text{Trabajo} = f(\text{estado inicial, trayectoria del proceso, estado final})$$

En un análisis de exergía se especifica el *estado inicial*, por lo tanto no es una variable. La salida de trabajo se maximiza cuando el proceso entre dos estados especificados se ejecuta de una *manera reversible*, como se explicó en el capítulo 7. Por consiguiente, determinando el trabajo potencial todas las irreversibilidades se desprecian. Por último, el sistema debe estar en el *estado muerto* al final del proceso para maximizar la salida de trabajo.

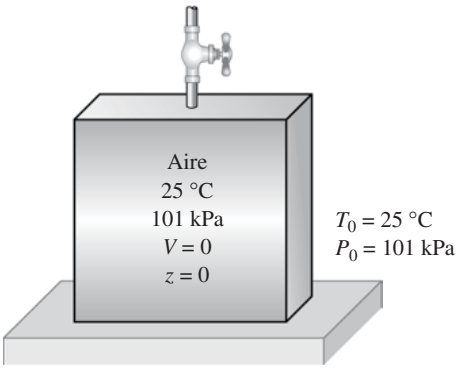


Figura 8-1
Un sistema que está en equilibrio con sus alrededores se dice que está en el estado muerto.

Se afirma que un sistema está en el **estado muerto** cuando se encuentra en equilibrio termodinámico con el ambiente (Fig. 8-1). En este estado, un sistema está a la temperatura y a la presión de su ambiente (en equilibrio térmico y mecánico), no tiene energía cinética o potencial relativa a su ambiente (velocidad cero y elevación cero por arriba del nivel de referencia) y no reacciona con el ambiente (químicamente inerte). Tampoco hay efectos de desequilibro magnético, eléctrico y tensión superficial entre el sistema y sus alrededores, si éstos son relevantes para la situación específica. Las propiedades de un sistema en el estado muerto se denotan mediante el subíndice cero, por ejemplo, P_0, T_0, h_0, u_0 y s_0. A menos que se especifique de otra manera, la temperatura y la presión del estado muerto se suponen como $T_0 = 25$ °C (77 °F) y $P_0 = 1$ atm (101.325 kPa o 14.7 psia). Un sistema tiene exergía cero en el estado muerto.

Se debe diferenciar entre *alrededores*, *alrededores inmediatos* y *ambiente*. Por definición, los **alrededores** son todo lo que está fuera de las fronteras del sistema; los **alrededores inmediatos** corresponden a la porción de los alrededores que son afectados por el proceso, y el **ambiente** es la región que se halla más allá de los alrededores inmediatos cuyas propiedades en cualquier punto no son afectadas por el proceso. Por consiguiente, cualquier irreversibilidad durante un proceso ocurre dentro del sistema y sus alrededores inmediatos, mientras que el ambiente está libre de cualquier irreversibilidad. Cuando se analiza el enfriamiento de una papa horneada caliente en una habitación a 25 °C, por ejemplo, el aire tibio que rodea la papa corresponde a los alrededores inmediatos, y la parte restante del aire de la habitación a 25 °C es el ambiente. Note que la temperatura de los alrededores inmediatos cambia de la que tiene

la papa en la frontera a la del ambiente que se encuentra a 25 °C (véase Fig. 8-2).

La noción de que un sistema debe ir al estado muerto hacia el final del proceso para maximizar la salida de trabajo puede explicarse como sigue: si la temperatura del sistema en el estado final es mayor que (o menor que) la temperatura del ambiente en que se encuentra, siempre será posible producir trabajo adicional al operar una máquina térmica entre estos dos niveles de temperatura. Si la presión final es mayor que (o menor que) la presión del ambiente, aún es posible obtener trabajo si se permite que el sistema se expanda a la presión del ambiente. Si la velocidad final del sistema no es cero, podemos tomar esa energía cinética extra mediante una turbina y convertirla en el trabajo de un eje giratorio, y así sucesivamente. Ningún trabajo puede producirse a partir de un sistema que está inicialmente en el estado muerto. La atmósfera que nos rodea contiene una enorme cantidad de energía, sin embargo se encuentra en el estado muerto y la energía que contiene no posee potencial de trabajo (Fig. 8-3).

Por consiguiente, se concluye que *un sistema entrega el máximo trabajo posible cuando experimenta un proceso reversible del estado inicial especificado al estado de su ambiente, es decir, el estado muerto*. Esto representa el *potencial de trabajo útil* del sistema en el estado especificado y se llama **exergía**. Es importante comprender que la exergía no representa la cantidad de trabajo que un dispositivo productor realmente entregará después de la instalación; sino que representa *el límite superior en la cantidad de trabajo que un dispositivo puede entregar sin violar cualquier ley termodinámica*. Habrá siempre una diferencia, grande o pequeña, entre la exergía y el trabajo real entregado por un dispositivo, diferencia que representa para los ingenieros la posibilidad para la mejora.

Observe que la exergía de un sistema en un estado especificado depende de las condiciones del medio (el estado muerto) así como de las propiedades del sistema, por lo tanto la exergía es una propiedad de la *combinación entre sistema y ambiente* y no del sistema exclusivamente. La alteración del ambiente es otra manera de aumentar la exergía, pero definitivamente no es una alternativa fácil.

El término *disponibilidad* (*availability*) fue popularizado en Estados Unidos por la Escuela de Ingeniería del Massachusetts Institute of Technology (MIT) en los años de 1940. Hoy, un término equivalente introducido en Europa en los años de 1950, *exergía*, ha encontrado aceptación mundial en parte porque es más corto, rima con energía y entropía y puede adaptarse sin requerir traducción. En este libro, el término que se prefiere es *exergía*.

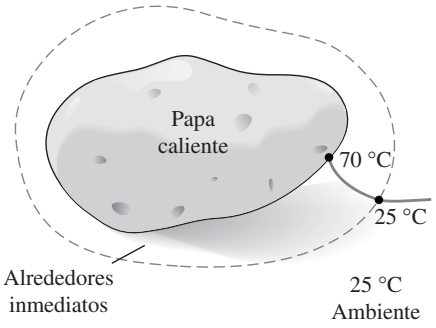


Figura 8-2

Los alrededores inmediatos de una papa caliente corresponden simplemente a la zona del gradiente de temperatura del aire en la cercanía de la papa.

Figura 8-3

La atmósfera contiene una enorme cantidad de energía, pero cero exergía.

© *Jeremy Woodhouse/Getty Images RF*

Exergía (potencial de trabajo) asociada con la energía cinética y potencial

La energía cinética es una forma de *energía mecánica*, por lo tanto puede convertirse completamente en trabajo. El *potencial de trabajo* o la *exergía* de la energía cinética de un sistema es igual a la propia energía cinética sin tener en cuenta la temperatura y la presión del ambiente. Es decir,

Exergía de la energía cinética:
$$x_{ec} = ec = \frac{V^2}{2} \qquad (kJ/kg) \tag{8-1}$$

donde V es la velocidad del sistema relativa al ambiente.

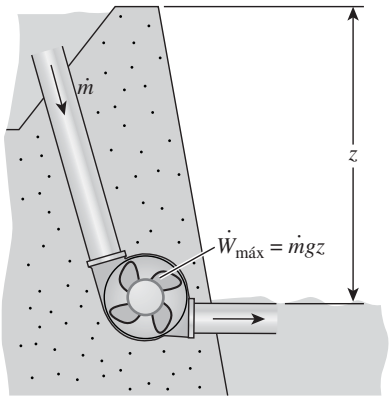


Figura 8-4
El *potencial de trabajo* o *exergía* de la energía potencial es igual a la propia energía potencial.

La energía potencial también es una forma de *energía mecánica*, por lo tanto puede convertirse completamente en trabajo. Así, la *exergía* de la energía potencial de un sistema es igual a la propia energía potencial sin tener en cuenta la temperatura y la presión del ambiente (Fig. 8-4). Es decir,

Exergía de la energía potencial: $$x_{ep} = ep = gz \quad (kJ/kg) \qquad \textbf{(8-2)}$$

donde g es la aceleración gravitacional y z es la elevación del sistema relativa a un nivel de referencia en el ambiente.

Por consiguiente, las exergías de las energías cinética y potencial son iguales a ellas mismas y están completamente disponibles para trabajo. Sin embargo, la energía interna u y la entalpía h de un sistema no están completamente disponibles para trabajo, como se mostrará posteriormente.

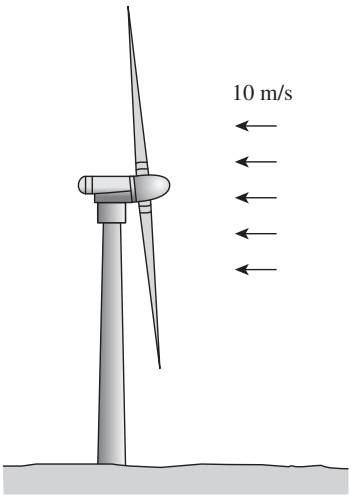


Figura 8-5
Esquema para el ejemplo 8-1.

EJEMPLO 8-1 Generación máxima de potencia de una turbina de viento

Una turbina de viento con un rotor de 12 m de diámetro, como la que se muestra en la figura 8-5, será instalada en un sitio donde el viento sopla constantemente a una velocidad promedio de 10 m/s. Determine la potencia máxima que puede generar la turbina de viento.

Solución El sistema es una turbina de viento que se instalará en un sitio especificado. Se determinará la potencia máxima que la turbina de viento puede generar.

Suposición El aire está en condiciones normales de 1 atm y 25 °C, por lo tanto su densidad es de 1.18 kg/m^3.

Análisis El aire que fluye con el viento tiene las mismas propiedades que el atmosférico que está estancado, sólo que posee una velocidad y por ende alguna energía cinética. Este aire alcanzará el estado muerto cuando se detenga por completo. Por consiguiente, la exergía del aire que sopla es simplemente la energía cinética que posee

$$ec = \frac{V^2}{2} = \frac{(10\ \text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1\ 000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = 0.05\ \text{kJ/kg}$$

Es decir, cada unidad de masa de aire que fluye a una velocidad de 10 m/s tiene un potencial de trabajo de 0.05 kJ/kg. En otros términos, una turbina de viento perfecta detendrá el aire completamente y capturará 0.05 kJ/kg de trabajo potencial. Para determinar la potencia máxima es necesario saber la cantidad de aire que atraviesa el rotor de la turbina de viento por unidad de tiempo, es decir, el flujo másico, el cual es

$$\dot{m} = \rho AV = \rho\frac{\pi D^2}{4}V = (1.18\ \text{kg/m}^3)\frac{\pi(12\ \text{m})^2}{4}(10\ \text{m/s}) = 1\ 335\ \text{kg/s}$$

Por lo tanto,

$$\text{Potencia máxima} = \dot{m}(ec) = (1\ 335\ \text{kg/s})(0.05\ \text{kJ/kg}) = \mathbf{66.8\ kW}$$

Ésta es la potencia máxima disponible de la turbina de viento. Si se supone una eficiencia de conversión de 30 por ciento, una turbina de viento real convertirá 20.0 kW a electricidad. Observe que en este caso el potencial de trabajo es igual a la energía cinética total del aire.

Comentario Aunque la energía cinética total del viento está disponible para la producción de potencia, la ley de Betz establece que la potencia de salida de una máquina de viento está en un máximo cuando el viento se reduzca a un tercio de su velocidad inicial. Por consiguiente, para la potencia máxima

(y por lo tanto el costo mínimo por potencia instalada), la eficiencia más alta de una turbina de viento es aproximadamente 59 por ciento. En la práctica, la eficiencia real tiene un rango entre 20 y 40 por ciento y es de alrededor de 35 por ciento para muchas turbinas de viento.

La potencia del viento es adecuada para ser aprovechada cuando hay vientos constantes con una velocidad promedio de por lo menos 6 m/s (o 13 mph). Las recientes mejoras en el diseño de turbinas de viento han disminuido el costo de la generación de potencia del viento a aproximadamente 5 centavos de dólar por kWh, lo cual las vuelve competitivas respecto a la generación de electricidad por otros medios.

EJEMPLO 8-2 Transferencia de exergía desde un horno

Se tiene un horno grande que puede transferir calor a una temperatura de 2 000 R a una tasa estacionaria de 3 000 Btu/s. Determine la tasa de flujo de exergía asociada con esta transferencia de calor. Suponga una temperatura ambiente de 77 °F.

Solución Un horno grande proporciona calor a una temperatura especificada. Se determinará la tasa de flujo de exergía.

Análisis En este ejemplo, el horno puede modelarse como un depósito térmico que suministra calor indefinidamente a una temperatura constante. La exergía de esta energía térmica es su potencial de trabajo útil, es decir, la máxima cantidad de trabajo posible que puede extraerse de él. Esto corresponde a la cantidad de trabajo que puede producir una máquina térmica reversible que opera entre el horno y el ambiente.

La eficiencia térmica de esta máquina térmica reversible es

$$\eta_{\text{tér,máx}} = \eta_{\text{tér,rev}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{T_0}{T_H} = 1 - \frac{537\ \text{R}}{2\,000\ \text{R}} = 0.732\ (\text{o } 73.2\%)$$

Es decir, una máquina térmica puede convertir en trabajo, en el mejor de los casos, 73.2 por ciento del calor recibido desde el horno. Por lo tanto, la exergía de este horno es equivalente a la potencia producida por la máquina térmica reversible:

$$\dot{W}_{\text{máx}} = \dot{W}_{\text{rév}} = \eta_{\text{tér,rév}}\, \dot{Q}_{\text{ent}} = (0.732)(3\,000\ \text{Btu/s}) = \mathbf{2\,196\ Btu/s}$$

Comentario Observe que 26.8 por ciento del calor transferido del horno no está disponible para realizar trabajo. La porción de energía que no puede convertirse en trabajo se llama **energía no disponible** (Fig. 8-6), la cual simplemente es la diferencia entre la energía total de un sistema en un estado especificado y la exergía de esa energía.

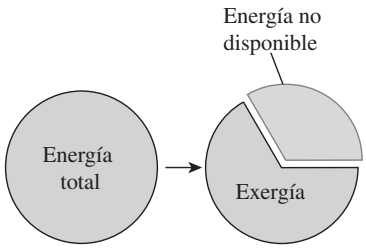


Figura 8-6
La energía no disponible es la porción de energía que no puede ser convertida en trabajo incluso por una máquina térmica reversible.

8-2 ▪ Trabajo reversible e irreversibilidad

La propiedad exergía sirve como una valiosa herramienta en la determinación de la calidad de la energía y en la comparación de los potenciales de trabajo de diferentes fuentes de energía o sistemas. Sin embargo, la evaluación de solamente la exergía no es suficiente para estudiar dispositivos técnicos que operan entre dos estados fijos, ya que cuando se evalúa la exergía siempre se supone que el estado final es el *estado muerto*, lo cual casi nunca es el caso para los sistemas técnicos reales. Las eficiencias isentrópicas analizadas en el capítulo 7 también son de uso limitado porque el estado de salida del proceso

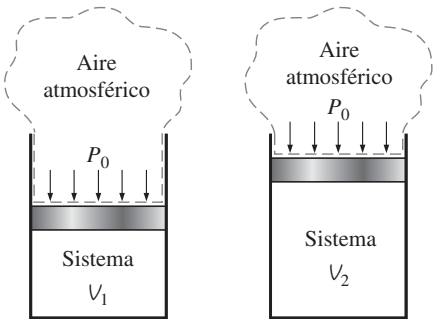


Figura 8-7

Cuando un sistema cerrado se expande, algún trabajo necesita ser realizado para hacer a un lado el aire atmosférico ($W_{\text{alrededores}}$).

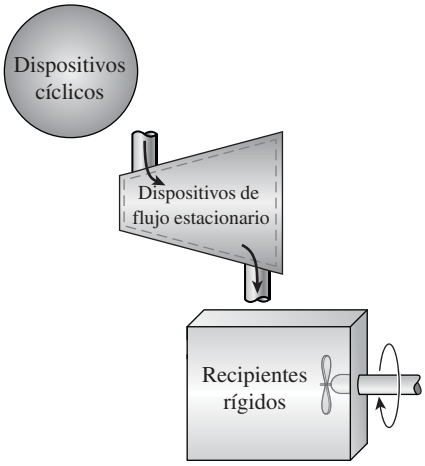


Figura 8-8

Para sistemas de volumen constante, los trabajos totales real y útil son idénticos ($W_u = W$).

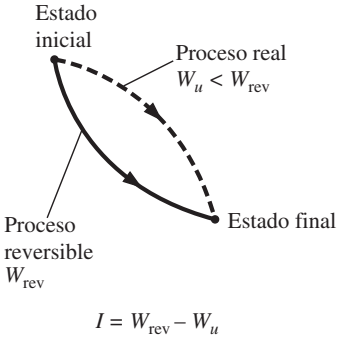


Figura 8-9

La diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil real es la irreversibilidad.

modelo (isentrópico) no es igual al de salida real y se limita a los procesos adiabáticos.

En esta sección se describirán dos cantidades que se relacionan con los estados inicial y final reales de los procesos y que sirven como valiosas herramientas en el análisis termodinámico de componentes o sistemas. Tales cantidades son el *trabajo reversible* y la *irreversibilidad* (o *destrucción de exergía*). Pero primero examinemos el **trabajo de los alrededores**, el cual es el trabajo realizado por o contra los alrededores durante un proceso.

El trabajo realizado por dispositivos que producen trabajo no siempre se halla completamente en una forma utilizable. Por ejemplo, cuando un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo se expande, parte del trabajo realizado por el gas se usa para empujar el aire atmosférico fuera del camino del émbolo (Fig. 8-8). Este trabajo que no puede recuperarse para ser utilizado en cualquier propósito útil es igual a la presión atmosférica P_0 por el cambio de volumen del sistema,

$$W_{\text{alrededores}} = P_0(V_2 - V_1) \tag{8-3}$$

La diferencia entre el trabajo real W y el trabajo de los alrededores $W_{\text{alrededores}}$ se denomina **trabajo útil** W_u:

$$W_u = W - W_{\text{alrededores}} = W - P_0(V_2 - V_1) \tag{8-4}$$

Cuando un sistema se expande y realiza trabajo, la parte del trabajo realizado se emplea para superar la presión atmosférica, por lo tanto $W_{\text{alrededores}}$ representa una pérdida. Sin embargo, cuando un sistema se comprime, la presión atmosférica ayuda al proceso de compresión y entonces $W_{\text{alrededores}}$ representa una ganancia.

Observe que el trabajo realizado por o contra la presión atmosférica sólo tiene importancia para sistemas cuyo volumen cambia durante el proceso (es decir, sistemas que involucran trabajo de la frontera móvil); mientras que no tiene importancia para los dispositivos cíclicos y sistemas cuyas fronteras permanecen fijas durante un proceso como los recipientes rígidos y dispositivos de flujo estacionario (turbinas, compresores, toberas, intercambiadores de calor, etc.), como se muestra en la figura 8-8.

El **trabajo reversible** W_{rev} se define como *la cantidad máxima de trabajo útil que puede producirse (o el trabajo mínimo que necesita ser proporcionado) cuando un sistema experimenta un proceso entre los estados inicial y final especificados*. Éste es el trabajo de salida útil (o entrada) obtenido (o gastado) cuando el proceso entre los estados inicial y final se ejecuta de una manera totalmente reversible. Cuando el estado final es el estado muerto, el trabajo reversible es igual a la exergía. Para procesos que requieren trabajo, el trabajo reversible representa la cantidad de trabajo mínima necesaria para llevar a cabo ese proceso. Para fines convenientes a la presentación, a lo largo de este capítulo el término *trabajo* se usa para denotar tanto el trabajo como la potencia.

Cualquier diferencia entre el trabajo reversible W_{rev} y el útil W_u, se debe a irreversibilidades presentes durante el proceso, y esta diferencia se llama **irreversibilidad** I, la cual se expresa como (Fig. 8-9)

$$I = W_{\text{rev,sal}} - W_{u,\text{sal}} \quad \text{o} \quad I = W_{u,\text{ent}} - W_{\text{rev,ent}} \tag{8-5}$$

La irreversibilidad es equivalente a la *exergía destruida*, analizada en la sección 8-4. Para un proceso totalmente reversible, las condiciones de trabajo reales y reversibles son idénticas, por lo tanto la irreversibilidad es cero. Esto era de esperarse dado que los procesos totalmente reversibles no generan entropía. La irreversibilidad es una *cantidad positiva* para todo proceso real (irreversible) porque $W_{\text{rev}} \geq W_u$ para dispositivos productores de trabajo y $W_{\text{rev}} \leq W_u$ para dispositivos consumidores de trabajo.

La irreversibilidad puede verse como el *potencial de trabajo desperdiciado* o la *oportunidad perdida* para realizar trabajo. Representa la energía que podría convertirse en trabajo pero que no lo fue. Cuanto más pequeña es la irreversibilidad asociada con un proceso, mayor es el trabajo que se produce (o menor es el trabajo que se consume). El desempeño de un sistema puede mejorarse minimizando la irreversibilidad asociada con él.

EJEMPLO 8-3 Tasa de irreversibilidad de una máquina térmica

Una máquina térmica recibe calor de una fuente a 1 200 K a una tasa de 500 kJ/s y rechaza calor de desecho a un medio a 300 K (Fig. 8-10). La salida de potencia de la máquina térmica es de 180 kW. Determine la potencia reversible y la tasa de irreversibilidad para este proceso.

Solución Se considera la operación de una máquina térmica. Se determinará la potencia reversible y la tasa de irreversibilidad asociada con esta operación.

Análisis La potencia reversible para este proceso es la cantidad de potencia que una máquina térmica reversible, como la de Carnot, produciría al operar entre los mismos límites de temperatura, y se determina:

$$\dot{W}_{\text{rev}} = \eta_{\text{tér,rev}}\,\dot{Q}_{\text{ent}} = \left(1 - \frac{T_{\text{sumidero}}}{T_{\text{fuente}}}\right)\dot{Q}_{\text{ent}} = \left(1 - \frac{300\ \text{K}}{1\,200\ \text{K}}\right)(500\ \text{kW}) = \mathbf{375\ kW}$$

Ésta es la potencia máxima que puede producir una máquina térmica que opera entre los límites de temperatura especificados y que recibe calor a la tasa especificada. Esto también representaría la *potencia disponible* si 300 K fuera la temperatura más baja disponible para el rechazo de calor.

La tasa de irreversibilidad es la diferencia entre la potencia reversible (potencia máxima que podría producirse) y la salida de potencia útil:

$$\dot{I} = \dot{W}_{\text{rev,sal}} - \dot{W}_{u,\text{sal}} = 375 - 180 = \mathbf{195\ kW}$$

Comentario Observe que 195 kW de potencia están desperdiciados durante este proceso como resultado de irreversibilidades. También, los 500 − 375 = 125 kW de calor desechados hacia el sumidero no están disponibles para ser convertidos a trabajo y por lo tanto no son parte de la irreversibilidad.

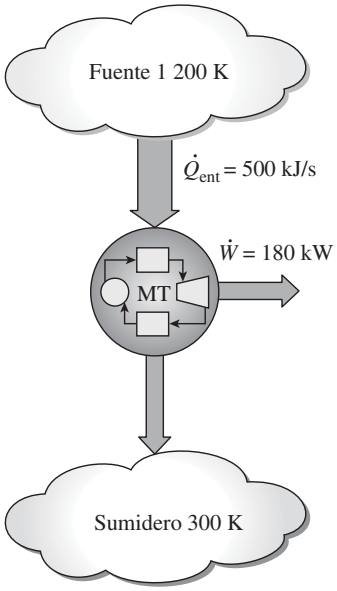


Figura 8-10
Esquema para el ejemplo 8-3.

EJEMPLO 8-4 Irreversibilidad durante el enfriamiento de un bloque de hierro

Un bloque de hierro de 500 kg, el cual se muestra en la figura 8-11, está inicialmente a 200 °C y se deja enfriar a 27 °C transfiriendo calor hacia el aire de los alrededores que se halla a 27 °C. Determine el trabajo reversible y la irreversibilidad para este proceso.

Solución Un bloque de hierro caliente se deja enfriar con el aire. Se determinarán el trabajo reversible y la irreversibilidad asociados con este proceso.

Suposiciones **1** Las energías cinética y potencial son insignificantes. **2** El proceso no involucra interacciones de trabajo.

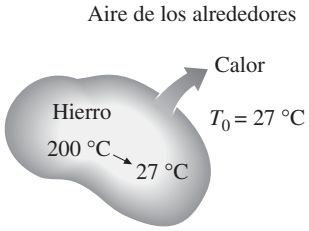


Figura 8-11
Esquema para el ejemplo 8-4.

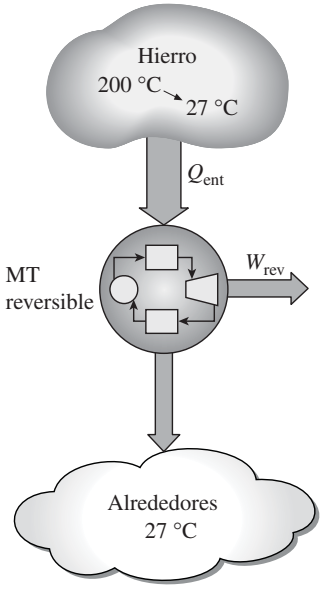


Figura 8-12

Un proceso de transferencia de calor irreversible puede volverse reversible mediante el uso de una máquina térmica reversible.

Análisis Se considera el *bloque de hierro* como el sistema, el cual es un *sistema cerrado* porque ninguna masa cruza su frontera. Se observa que ese calor es perdido por el sistema.

Probablemente le sorprenda que se le esté pidiendo encontrar el "trabajo reversible" para un proceso que no involucra ninguna interacción de trabajo; ahora bien, aun cuando no se intenta producir trabajo durante este proceso, el potencial para realizarlo existe, y el trabajo reversible es una medida cuantitativa de este potencial.

El trabajo reversible en este caso se determina al considerar una serie de máquinas térmicas reversibles imaginarias que operan entre la fuente (a una temperatura variable T) y el sumidero (a una temperatura constante T_0), como se muestra en la figura 8-12. Sumando su salida de trabajo:

$$\delta W_{rev} = \eta_{tér,rev}\,\delta Q_{ent} = \left(1 - \frac{T_{sumidero}}{T_{fuente}}\right)\delta Q_{ent} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)\delta Q_{ent}$$

y

$$W_{rev} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)\delta Q_{ent}$$

La temperatura T de la fuente cambia de T_1 = 200 °C = 473 K a T_0 = 27 °C = 300 K durante este proceso. Una relación para la diferencial de la transferencia de calor desde el bloque de hierro puede obtenerse de la forma diferencial del balance de energía aplicado al bloque de hierro,

$$\underbrace{\delta E_{ent} - \delta E_{sal}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{sistema}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$-\delta Q_{sal} = dU = mc_{prom}\,dT$$

Entonces,

$$\delta Q_{entrada,máquina\ térmica} = \delta Q_{salida,sistema} = -mc_{prom}\,dT$$

dado que las transferencias de calor del hierro y la máquina térmica son iguales en magnitud y opuestas en dirección. Al sustituir e integrar, el trabajo reversible queda determinado por

$$W_{rev} = \int_{T_1}^{T_0} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)(-mc_{prom}\,dT) = mc_{prom}(T_1 - T_0) - mc_{prom}\,T_0 \ln \frac{T_1}{T_0}$$

$$= (500\ \text{kg})(0.45\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})\left[(473 - 300)\ \text{K} - (300\ \text{K}) \ln \frac{473\ \text{K}}{300\ \text{K}}\right]$$

$$= \mathbf{8\ 191\ kJ}$$

donde el valor del calor específico se obtiene de la tabla A.3. El primer término en la ecuación anterior [$Q = mc_{prom}(T_1 - T_0)$ = 38 925 kJ] es la transferencia de calor total del bloque de hierro hacia la máquina térmica. El trabajo reversible para este problema es igual a 8 191 kJ, lo que significa que de los 38 925 kJ, 8 191 (21 por ciento) de calor transferidos desde el bloque de hierro hacia el aire del ambiente podrían convertirse en trabajo. Si la temperatura ambiente especificada de 27 °C es la más baja disponible de éste, el trabajo reversible determinado anteriormente también representa la exergía que es el potencial de trabajo máximo de la energía sensible contenida en el bloque de hierro.

La irreversibilidad para este proceso se determina a partir de su definición,

$$I = W_{\text{rev}} - W_u = 8\,191 - 0 = \mathbf{8\,191\ kJ}$$

Comentario Para este caso, el trabajo reversible y la irreversibilidad (potencial de trabajo desechado) es lo mismo, ya que todo el potencial de trabajo se desecha. La fuente de irreversibilidad en este proceso es la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura.

EJEMPLO 8-5 Potencial de calentamiento de un bloque caliente de hierro

El bloque de hierro analizado en el ejemplo 8-4 será utilizado para mantener una casa a 27 °C cuando la temperatura ambiente es de 5 °C. Determine la cantidad máxima de calor que puede proporcionarse a la casa cuando el hierro se enfría a 27 °C.

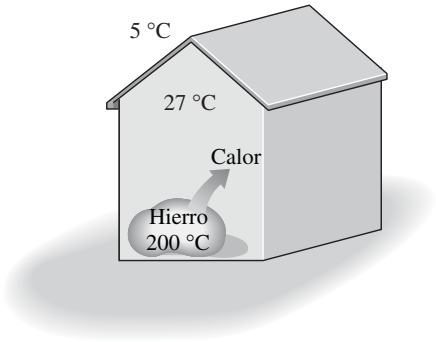


Figura 8-13
Esquema para el ejemplo 8-5.

Solución El bloque de hierro se considera ahora para calentar una casa. Se determinará la cantidad máxima de calor que este bloque puede proporcionar.

Análisis Probablemente la primera idea para utilizar la energía almacenada en el bloque de hierro es llevarlo al interior y dejarlo enfriar dentro de la casa, como se muestra en la figura 8-13, de manera que transfiera su energía sensible como calor hacia el aire interior (siempre que se tenga, por supuesto, la aprobación del propietario). El bloque de hierro puede seguir "perdiendo" calor hasta que su temperatura disminuya a la temperatura interior de 27 °C, transfiriendo un total de 38 925 kJ de calor. Como se empleó toda la energía del bloque de hierro disponible para calentamiento sin desechar un solo kilojoule, parece que se trata de una operación 100 por ciento eficiente y nada puede modificar esto, ¿es así?

En el ejemplo 8-4 se determinó que este proceso tiene una irreversibilidad de 8 191 kJ, lo cual implica que las cosas no son tan "perfectas" como parecen. Un "proceso perfecto" es aquel que implica "cero irreversibilidad". La irreversibilidad en este proceso está asociada con la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura, que puede eliminarse operando una máquina térmica reversible entre el bloque de hierro y el aire interior. Esta máquina producirá (como se determinó en el ejemplo 8-4) 8 191 kJ de trabajo y desechará el resto: 38 925 − 8 191 = 30 734 kJ de calor a la casa. Así, se logra eliminar la irreversibilidad y terminar con 8 191 kJ de trabajo. ¿Qué podemos hacer con este trabajo? En el peor de los casos podemos convertirlo en calor operando una hélice, por ejemplo, creando una cantidad igual de irreversibilidad; también es posible proporcionarlo a una bomba de calor que transportará calor desde el exterior a 5 °C hacia el interior a 27 °C. Tal bomba, si es reversible, tiene un coeficiente de desempeño de

$$\text{COP}_{\text{BC}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (278\ \text{K})/(300\ \text{K})} = 13.6$$

Es decir, esta bomba de calor puede suministrar a la casa 13.6 veces la energía que consume como trabajo. En este caso, consumirá 8 191 kJ de trabajo y entregará 8 191 × 13.6 = 111 398 kJ de calor a la casa. Por consiguiente, el bloque de hierro caliente tiene el potencial para proporcionar

$$(30\,734 + 111\,398)\ \text{kJ} = 142\,132\ \text{kJ} \cong \mathbf{142\ MJ}$$

de calor a la casa. La irreversibilidad para este proceso es cero y esto es lo mejor que se puede hacer bajo las condiciones especificadas. Un argumento similar puede darse para la calefacción eléctrica de edificios residenciales o comerciales.

Comentario Ahora intente contestar la pregunta siguiente: ¿qué pasaría si la máquina térmica se operara entre el bloque de hierro y el aire exterior en lugar de la casa hasta que la temperatura del bloque de hierro descendiera a 27 °C? ¿La cantidad de calor suministrada a la casa todavía se mantendría en 142 MJ? He aquí una sugerencia: los estados inicial y final en ambos casos son los mismos y la irreversibilidad para ambos casos es cero.

8-3 ▪ Eficiencia según la segunda ley, η_{II}

En el capítulo 6 se definieron la *eficiencia térmica* y el *coeficiente de desempeño* para los dispositivos como una medida de su desempeño. Sólo se definieron con base en la primera ley, por lo que en ocasiones son llamadas *eficiencias según la primera ley*. Sin embargo, la eficiencia según la primera ley no hace ninguna referencia al mejor desempeño posible y por lo tanto puede ser equivocada.

Considere dos máquinas térmicas, ambas con una eficiencia térmica de 30 por ciento, como se muestra en la figura 8-14. Una de ellas (máquina *A*) es alimentada con calor de una fuente a 600 K y la otra (máquina *B*) con una a 1 000 K. Las dos desechan calor a un medio a 300 K y a primera vista ambas parecen convertir en trabajo la misma fracción de calor que reciben, por lo tanto se desempeñan igualmente bien. Sin embargo, cuando se les observa con detenimiento a la luz de la segunda ley de la termodinámica, notamos un escenario totalmente diferente: en el mejor de los casos, estas máquinas pueden desempeñarse como máquinas reversibles, en cuyo caso sus eficiencias serían

$$\eta_{\text{rev},A} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)_A = 1 - \frac{300\ \text{K}}{600\ \text{K}} = 0.50 \text{ o } 50\%$$

$$\eta_{\text{rev},B} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)_B = 1 - \frac{300\ \text{K}}{1\,000\ \text{K}} = 0.70 \text{ o } 70\%$$

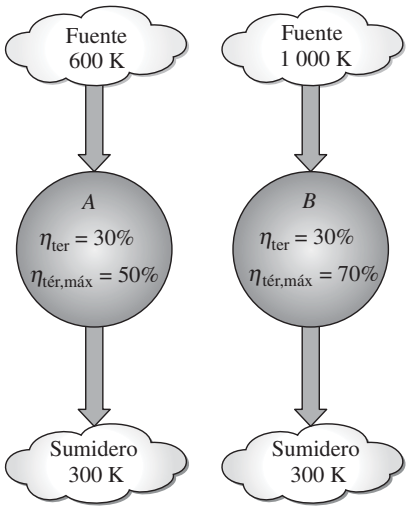


Figura 8-14

Dos máquinas térmicas que tienen la misma eficiencia térmica, pero diferentes eficiencias térmicas máximas.

Ahora es evidente que la máquina *B* tiene un potencial de trabajo disponible mayor (70 por ciento del calor proporcionado, en comparación con el 50 por ciento de la *A*), por lo tanto debería desempeñarse mucho mejor que la máquina *A*. Por consiguiente, podemos decir que la *B* se desempeña pobremente con relación a la máquina *A* aunque las dos tienen la misma eficiencia térmica.

En este ejemplo es obvio que la eficiencia según la primera ley por sí sola no es una medida realista del desempeño de los dispositivos técnicos. Para superar esta deficiencia, se define a la **eficiencia según la segunda ley** η_{II} como la relación entre la eficiencia térmica real y la eficiencia térmica máxima posible (reversible) bajo las mismas condiciones (Fig. 8-15):

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{tér}}{\eta_{tér,rev}} \qquad \text{(máquinas térmicas)} \tag{8-6}$$

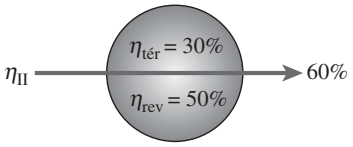


Figura 8-15

La eficiencia según la segunda ley es una medida del desempeño de un dispositivo en relación con su desempeño en condiciones reversibles.

Con base en esta definición, las eficiencias según la segunda ley para las dos máquinas térmicas analizadas anteriormente son

$$\eta_{II,A} = \frac{0.30}{0.50} = 0.60 \quad \text{y} \quad \eta_{II,B} = \frac{0.30}{0.70} = 0.43$$

Es decir, la máquina *A* convierte 60 por ciento del potencial de trabajo disponible en trabajo útil, mientras que esta proporción es sólo de 43 por ciento para la máquina *B*.

La eficiencia según la segunda ley también puede expresarse como la relación entre las salidas de trabajo útil y la de trabajo máximo posible (reversible):

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{rev}} \qquad \text{(dispositivos productores de trabajo)} \qquad \textbf{(8-7)}$$

Esta definición es más general porque puede aplicarse a los procesos (en turbinas, dispositivos de cilindro-émbolo, etc.), así como a ciclos. Observe que la eficiencia según la segunda ley no puede exceder a 100 por ciento (Fig. 8-16).

También podemos definir una eficiencia según la segunda ley para dispositivos no cíclicos (como compresores) y cíclicos consumidores de trabajo (como refrigeradores) como la proporción entre la entrada de trabajo mínimo (reversible) y la entrada de trabajo útil:

$$\eta_{II} = \frac{W_{rev}}{W_u} \qquad \text{(dispositivos consumidores de trabajo)} \qquad \textbf{(8-8)}$$

Para los dispositivos cíclicos como refrigeradores y bombas de calor, también es posible expresarla en términos de los coeficientes de desempeño, como

$$\eta_{II} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{rev}} \qquad \text{(refrigeradores y bombas de calor)} \qquad \textbf{(8-9)}$$

Nuevamente, debido a la manera en que se definió la eficiencia según la segunda ley, su valor no puede exceder de 100 por ciento. En las relaciones anteriores, el trabajo reversible W_{rev} debe determinarse mediante el uso de los mismos estados inicial y final que en el caso del proceso real.

Las anteriores definiciones de la eficiencia según la segunda ley no pueden ser aplicadas para los dispositivos que no están destinados a producir o consumir trabajo. Por consiguiente, se necesita una definición más general; sin embargo, existe alguna discordancia en una definición general para la eficiencia según la segunda ley, por lo tanto una persona puede encontrar definiciones diferentes para el mismo dispositivo. La eficiencia según la segunda ley está ideada para servir como una medida de aproximación a la operación reversible, en consecuencia su valor debe cambiar de cero en el peor caso (destrucción completa de exergía) a 1 en el mejor (sin destrucción de exergía). Con esta perspectiva, se define aquí la eficiencia según la segunda ley de un sistema durante un proceso como (Fig. 8-17)

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suministrada}} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\text{Exergía suministrada}} \qquad \textbf{(8-10)}$$

Por consiguiente, al determinar la eficiencia según la segunda ley, primero necesitamos determinar cuánta exergía o potencial de trabajo se consume durante un proceso. En una operación reversible debemos ser capaces de recuperar completamente la exergía proporcionada durante el proceso, y la irreversibilidad en este caso debe ser cero. La eficiencia según la segunda ley es cero cuando no recuperamos exergía proporcionada al sistema. Observe que la exergía puede proporcionarse o recuperarse en diversas cantidades en distintas formas como calor, trabajo, energía cinética, energía potencial, energía interna y entalpía. En ocasiones se suscitan opiniones diferentes (aunque válidas) acerca de lo que constituye la exergía proporcionada y esto causa diferentes definiciones para la eficiencia según la segunda ley. En todo momento, sin embargo, las exergías recuperada y destruida (irreversibilidad) deben al sumarse dar la suministrada. También, es necesario definir el sistema precisamente para identificar correctamente cualquier interacción entre el sistema y sus alrededores.

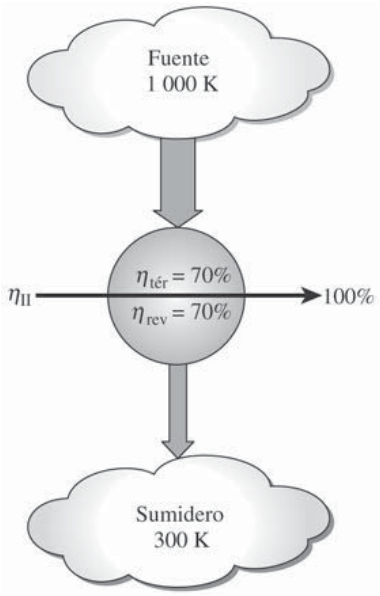


Figura 8-16

La eficiencia según la segunda ley de todos los dispositivos reversibles es de 100 por ciento.

Figura 8-17

La eficiencia según la segunda ley de procesos que ocurren naturalmente es cero si no se recupera nada de potencial de trabajo.

Para una *máquina térmica*, la exergía gastada es la disminución en la exergía del calor transferido hacia la máquina, la cual es la diferencia entre la exergía del calor suministrado y la del calor rechazado. (La exergía del calor rechazado a la temperatura de los alrededores es cero.) La salida de trabajo neto es la exergía recuperada.

Para un *refrigerador* o *bomba de calor*, la exergía gastada es la entrada de trabajo, ya que el trabajo suministrado a un dispositivo cíclico se consume por completo. La exergía recuperada es la del calor transferido hacia el medio de alta temperatura (que es el trabajo reversible) para una bomba de calor, mientras que para un refrigerador lo es la exergía del calor transferido desde un medio de baja temperatura.

Para un intercambiador de calor con dos corrientes de fluidos que no se mezclan, usualmente la exergía gastada es la disminución en la exergía de la corriente de fluido de mayor temperatura, y la exergía recuperada es el aumento en la exergía de la corriente de fluido de menor temperatura. Esto se comenta más ampliamente en la sección 8-8.

En el caso de *calentamiento por resistencia eléctrica*, la exergía gastada es la energía eléctrica que consume la resistencia eléctrica de los recursos de la red eléctrica. La exergía recuperada es el contenido de exergía del calor que se suministra al cuarto, que es el trabajo que se puede producir mediante una máquina Carnot que reciba este calor. Si el calentador mantiene el espacio calentado a una temperatura constante de T_H en un ambiente a T_0, la eficiencia de segunda ley para el calentador eléctrico resulta

$$\eta_{\text{II,calentador eléctrico}} = \frac{\dot{X}_{\text{recuperada}}}{\dot{X}_{\text{gastada}}} = \frac{\dot{X}_{\text{calor}}}{\dot{W}_e} = \frac{\dot{Q}_e(1 - T_0/T_H)}{\dot{W}_e} = 1 - \frac{T_0}{T_H} \qquad \textbf{(8-11)}$$

ya que, por las consideraciones de primera ley, $\dot{Q}_e = \dot{W}_e$. Observe que la eficiencia de la segunda ley de un calentador de resistencia se vuelve cero cuando el calentador está en el exterior (como en un calentador de radiación), y por lo tanto la exergía del calor suministrado al ambiente no es recuperable.

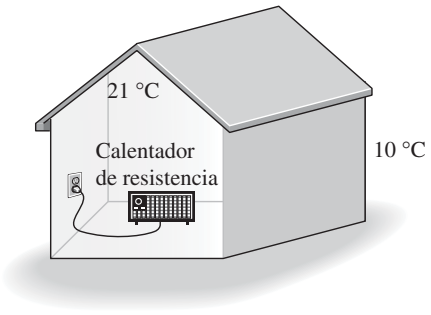


Figura 8-18
Esquema para el ejemplo 8-6.

EJEMPLO 8-6 Eficiencia según la segunda ley en calentadores de resistencia

Un distribuidor comercial anuncia que acaba de recibir un embarque de calentadores de resistencia eléctrica que tienen una eficiencia de 100 por ciento y que son para edificios residenciales (Fig. 8-18). Suponiendo una temperatura interior de 21 °C y otra exterior de 10 °C, determine la eficiencia según la segunda ley de estos calentadores.

Solución Se tienen calentadores de resistencia eléctrica para edificios residenciales y se determinará su eficiencia según la segunda ley.

Análisis Obviamente, la eficiencia a la que el distribuidor comercial se refiere es la de la primera ley, lo cual significa que para cada unidad de energía eléctrica (trabajo) consumida, el calentador suministrará a la casa 1 unidad de energía (calor). Es decir, el calentador anunciado tiene un COP de 1.

En las condiciones especificadas, una bomba de calor reversible tendría un coeficiente de desempeño de

$$\text{COP}_{\text{BC,rev}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (10 + 273\,\text{K})/(21 + 273\,\text{K})} = 26.7$$

Es decir, suministraría a la casa 26.7 unidades de calor (extraídas del aire frío del exterior) por cada unidad de energía eléctrica consumida. La eficiencia según la segunda ley para este calentador de resistencia es

$$\eta_{II} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{rev}} = \frac{1.0}{26.7} = \mathbf{0.037 \text{ o } 3.7\%}$$

lo cual no parece tan impresionante. El distribuidor no estará contento al ver este valor. Si se considera el alto precio de la electricidad, probablemente a un consumidor le convendría más un calentador de gas "menos" eficiente.

Comentario La eficiencia según la segunda ley de este calentador eléctrico se puede también determinar directamente de la ecuación 8-11 como

$$\eta_{II,\text{calentador eléctrico}} = 1 - \frac{T_0}{T_H} = 1 - \frac{(10+273)\text{K}}{(21+273)\text{K}} = 0.037 \quad \text{o} \quad 3.7\%$$

Por lo tanto, si cambiamos de parecer y decidimos convertir el calor nuevamente en electricidad, la mejor eficiencia que podemos obtener es de 3.7 por ciento; es decir, 96.3 por ciento del calor nunca se puede convertir a energía eléctrica.

8-4 ▪ Cambio de exergía de un sistema

La propiedad *exergía* es el potencial de trabajo de un sistema en un ambiente especificado y representa la cantidad máxima de trabajo útil que puede obtenerse cuando el sistema llega al equilibrio con el ambiente. Al contrario de la energía, el valor de la exergía depende tanto del estado del ambiente como del estado del sistema, por lo tanto la exergía es una propiedad de combinación. La exergía de un sistema que está en equilibrio con su ambiente es cero. El estado del ambiente se conoce como "estado muerto" porque desde el punto de vista termodinámico el sistema está prácticamente "muerto" (no puede hacer trabajo) cuando alcanza tal estado.

En esta sección el análisis se limita a la **exergía termomecánica**, por lo tanto no se toma en cuenta cualquier tipo de reacciones químicas y de mezclado. Así, un sistema en este "estado muerto restringido" está a la temperatura y la presión del ambiente y no tiene energías cinética o potencial relativas al ambiente, sin embargo puede tener una composición química diferente a éste. La exergía asociada con composiciones químicas diferentes y reacciones químicas se analiza en capítulos posteriores.

A continuación se desarrollan las relaciones para las exergías y los cambios de exergía para una masa fija y una corriente de flujo.

Exergía de una masa fija: exergía sin flujo (o de sistema cerrado)

En general, la energía interna consiste en energías *sensible*, *latente*, *química* y *nuclear*. Sin embargo, en ausencia de cualquier reacción química o nuclear, las energías química y nuclear son insignificantes, de manera que es posible considerar que la energía interna consiste únicamente en energías sensible y latente que pueden ser transferidas hacia o desde un sistema como *calor*, siempre y cuando haya una diferencia de temperatura a través de la frontera del sistema. La segunda ley de la termodinámica establece que el calor no puede convertirse completamente en trabajo, por lo tanto el potencial de trabajo de la energía interna debe ser menor que la propia energía interna. Pero ¿cuánto menos?

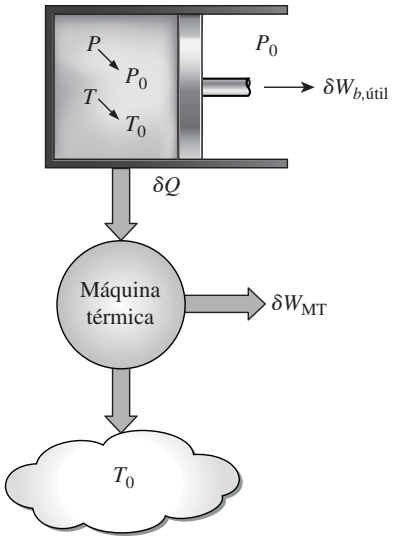


Figura 8-19

La *exergía* de una masa especificada en un estado especificado es el trabajo útil que se puede producir cuando la masa experimenta un proceso reversible al estado del ambiente.

Para contestar esa pregunta, se necesita considerar un sistema cerrado sin cambios en las energías cinética y potencial en un estado especificado que experimenta un proceso *reversible* hacia el estado del ambiente (es decir, la temperatura final y la presión del sistema deben ser T_0 y P_0, respectivamente). El trabajo útil entregado durante este proceso es la exergía del sistema en su estado inicial (Fig. 8-19).

Considere un dispositivo de cilindro-émbolo que contiene un fluido de masa m a temperatura T y presión P. El sistema (la masa dentro del cilindro) tiene un volumen de $\forall$, una energía interna U y una entropía S. El sistema experimenta entonces un cambio diferencial de estado durante el cual el volumen cambia por una cantidad diferencial $d\forall$ y el calor se transfiere en una cantidad diferencial de δQ. Al tomar la dirección de las transferencias de calor y trabajo como provenientes *desde* el sistema (las salidas de calor y trabajo), el balance de energía para el sistema durante este proceso diferencial puede expresarse como

$$\underbrace{\delta E_{\text{ent}} - \delta E_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía} \\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \qquad \textbf{(8-12)}$$

$$-\delta Q - \delta W = dU$$

ya que la única forma de energía que el sistema contiene es la *energía interna* y las únicas formas de transferencia de energía que una masa fija puede involucrar son calor y trabajo. Asimismo, la única forma de trabajo que un sistema simple compresible puede involucrar durante un proceso reversible es el trabajo de frontera, el cual se da como $\delta W = P\, d\forall$ cuando la dirección de trabajo se toma como proveniente desde el sistema (de otra manera, sería $-P\, d\forall$). La presión P en la expresión de $P\, d\forall$ es la presión absoluta, la cual se mide desde el cero absoluto. Cualquier trabajo útil entregado por un dispositivo de cilindro-émbolo se debe a la presión por encima del nivel atmosférico. Por lo tanto,

$$\delta W = P\, d\forall = (P - P_0)\, d\forall + P_0\, d\forall = \delta W_{b,\text{útil}} + P_0\, d\forall \qquad \textbf{(8-13)}$$

Un proceso reversible no puede involucrar alguna transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura, por lo tanto cualquier transferencia de calor entre el sistema a temperatura T y sus alrededores a T_0 debe ocurrir a través de una máquina térmica reversible. Al observar que $dS = \delta Q/T$ para un proceso reversible, y que la eficiencia térmica de una máquina térmica reversible que opera entre las temperaturas T y T_0 es $\eta_{\text{tér}} = 1 - T_0/T$, el trabajo diferencial producido por la máquina como resultado de esta transferencia de calor es

$$\delta W_{\text{MT}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)\delta Q = \delta Q - \frac{T_0}{T}\,\delta Q = \delta Q - (-T_0\, dS) \rightarrow$$

$$\delta Q = \delta W_{\text{MT}} - T_0\, dS \qquad \textbf{(8-14)}$$

Sustituyendo las expresiones δW y δQ en las ecuaciones 8-13 y 8-14 en la del balance de energía (Ec. 8-12) y después de reestructurar, se obtiene

$$\delta W_{\text{total útil}} = \delta W_{\text{MT}} + \delta W_{b,\text{útil}} = -dU - P_0\, d\forall + T_0\, dS$$

Al integrar desde el estado especificado (sin subíndice) hasta el estado muerto (subíndice 0) se obtiene

$$W_{\text{total,útil}} = (U - U_0) + P_0(\forall - \forall_0) - T_0(S - S_0)$$

donde $W_{\text{total,útil}}$ es el trabajo útil total entregado cuando el sistema experimenta un proceso reversible desde el estado especificado al muerto, el cual por definición corresponde a la *exergía*.

En general, un sistema cerrado puede poseer energías cinética y potencial, por lo que la energía total de un sistema de este tipo es igual a la suma de sus energías interna, cinética y potencial. Al observar que las energías cinética y potencial son formas de exergía, la exergía de un sistema cerrado de masa m es,

$$X = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + m\frac{V^2}{2} + mgz \qquad \textbf{(8-15)}$$

Por unidad de masa, la **exergía del sistema cerrado** (o **sin flujo**) ϕ, se expresa como

$$\phi = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \textbf{(8-16)}$$
$$= (e - e_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0)$$

donde u_0, v_0 y s_0 son las propiedades del *sistema* evaluadas en el estado muerto. Observe que la exergía de un sistema es cero en el estado muerto puesto que $e = e_0$, $v = v_0$ y $s = s_0$ en ese estado.

El cambio de exergía de un sistema cerrado durante un proceso es simplemente la diferencia entre las exergías final e inicial del sistema,

$$\Delta X = X_2 - X_1 = m(\phi_2 - \phi_1) = (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) \qquad \textbf{(8-17)}$$
$$= (U_2 - U_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) + m\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + mg(z_2 - z_1)$$

o, por unidad de masa,

$$\Delta\phi = \phi_2 - \phi_1 = (u_2 - u_1) + P_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$
$$= (e_2 - e_1) + P_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1) \qquad \textbf{(8-18)}$$

Para sistemas cerrados *estacionarios*, los términos de energías cinética y potencial desaparecen.

Cuando las propiedades de un sistema no son uniformes, la exergía del sistema puede ser determinada mediante la integración de

$$X_{\text{sistema}} = \int \phi\,\delta m = \int_V \phi\rho\,dV \qquad \textbf{(8-19)}$$

donde V es el volumen del sistema y ρ es la densidad.

Observe que la exergía es una propiedad y el valor de una propiedad no cambia a menos que cambie el *estado*. En consecuencia, el *cambio de exergía* de un sistema es cero si el estado del sistema o del ambiente no cambia durante el proceso. Por ejemplo, el cambio de exergía de dispositivos de flujo estacionario como toberas, compresores, turbinas, bombas e intercambiadores de calor en un ambiente especificado es cero durante la operación estacionaria.

La exergía de un sistema cerrado es *positiva* o *cero*, nunca negativa. Incluso un medio a *baja temperatura* ($T < T_0$) y/o *baja presión* ($P < P_0$) contiene exergía dado que un medio frío puede servir como sumidero de calor para una máquina térmica que absorbe el calor del ambiente a T_0, y un espacio evacuado hace posible que la presión atmosférica mueva un émbolo y realice el trabajo útil (Fig. 8-20).

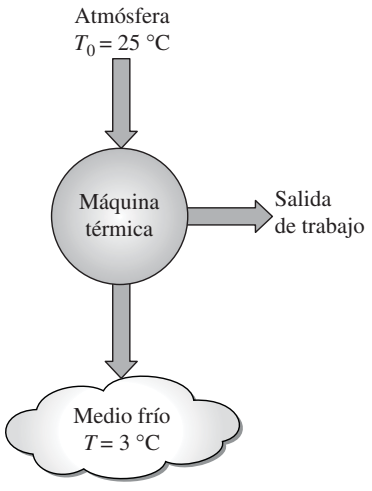


Figura 8-20

La *exergía* de un medio frío también es una cantidad *positiva* dado que el trabajo puede producirse mediante transferencia de calor.

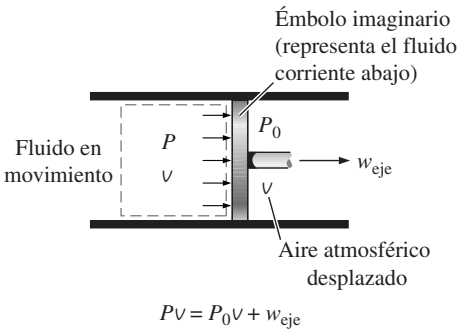


Figura 8-21

La *exergía* asociada con la *energía de flujo* es el trabajo útil que entregaría un émbolo imaginario en la sección de flujo.

Exergía de una corriente de flujo: exergía de flujo (o corriente)

En el capítulo 5 se mostró que un fluido en movimiento tiene una forma adicional de energía, llamada *energía de flujo*, que es la energía necesaria para mantener el flujo en una tubería o conducto, y que se expresa como $w_{\text{flujo}} = Pv$, donde v es el volumen específico del fluido que es equivalente al *cambio de volumen* por unidad de masa de fluido cuando se desplaza durante el flujo. El trabajo de flujo es esencialmente el trabajo de frontera realizado por un fluido sobre el fluido que está corriente abajo, por lo tanto la exergía asociada con el trabajo de flujo es equivalente a la exergía asociada con el trabajo de frontera, el cual es el exceso de trabajo de frontera realizado contra el aire atmosférico a P_0 para desplazarlo un volumen v (Fig. 8-21). Observe que el trabajo de flujo es Pv y que el trabajo realizado contra la atmósfera es P_0v, entonces la *exergía* asociada con la energía de flujo puede ser expresada como

$$x_{\text{flujo}} = Pv - P_0v = (P - P_0)v \tag{8-20}$$

Por consiguiente, la exergía asociada con la energía de flujo se obtiene reemplazando la presión P en la relación de trabajo de flujo por el exceso de presión con respecto a la presión atmosférica, $P - P_0$. Entonces la exergía de una corriente de fluido se determina simplemente sumando la relación anterior de exergía de flujo a la relación de exergía de la ecuación 8-16 para un fluido que no está en movimiento,

$$\begin{aligned} x_{\text{fluido en movimiento}} &= x_{\text{fluido no en movimiento}} + x_{\text{flujo}} \\ &= (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz + (P - P_0)v \\ &= (u + Pv) - (u_0 + P_0v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \\ &= (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \end{aligned} \tag{8-21}$$

La expresión final se llama **exergía de flujo** (o **corriente**), y se denota por ψ (Fig. 8-22).

Exergía de flujo:
$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \tag{8-22}$$

Entonces el *cambio de exergía* de una corriente de fluido cuando experimenta un proceso desde el estado 1 hasta el 2 es

$$\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) + T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \tag{8-23}$$

Para las corrientes de fluido con energías cinética y potencial insignificantes, los términos de estas energías desaparecen.

Observe que el *cambio de exergía* de un sistema cerrado o de una corriente de fluido representa la cantidad *máxima* de trabajo útil que puede llevarse a cabo (o, si es negativo, la cantidad *mínima* de trabajo útil que necesita suministrarse) cuando el sistema cambia del estado 1 al estado 2 en un ambiente especificado, y representa el *trabajo reversible* W_{rev}. Esto es independiente del tipo de proceso ejecutado, del tipo de sistema utilizado y de la naturaleza de las interacciones de energía entre el sistema y los alrededores. Tam-

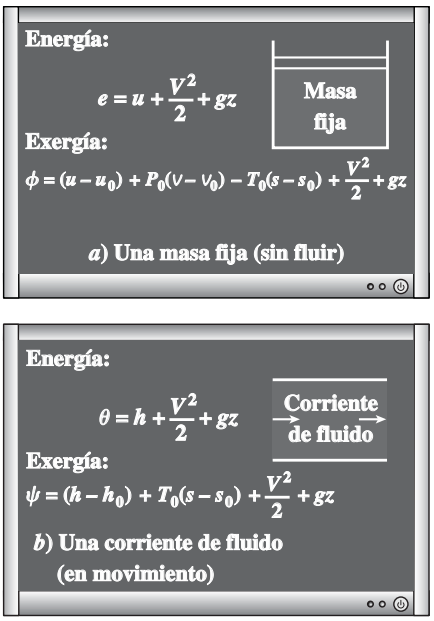


Figura 8-22

Contenidos de *energía* y *exergía* de *a)* una masa fija y *b)* una corriente de fluido.

bién note que la exergía de un sistema cerrado no puede ser negativa, pero la de una corriente de flujo puede serlo a presiones menores que la presión ambiental P_0.

EJEMPLO 8-7 Potencial de trabajo de aire comprimido en un recipiente

Un recipiente rígido de 200 m³ contiene aire comprimido a 1 MPa y 300 K. Determine cuánto trabajo puede obtenerse de este aire si las condiciones ambientales son 100 kPa y 300 K.

Figura 8-23
Esquema para el ejemplo 8-7.

Solución Se considera aire comprimido almacenado en un recipiente grande. Se determinará el potencial de trabajo de este aire.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se considera al aire en el recipiente rígido como el sistema (Fig. 8-23), el cual es un *sistema cerrado* porque ninguna masa cruza su frontera durante el proceso. Lo que aquí se determinará es el potencial de trabajo de una masa fija, el cual es la exergía por definición.

Al tomar el estado del aire en el recipiente como el estado 1 y notando que $T_1 = T_0 = 300$ K, la masa de aire en el recipiente es

$$m_1 = \frac{P_1 V}{RT_1} = \frac{(1\,000\ \text{kPa})(200\ \text{m}^3)}{(0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})} = 2\,323\ \text{kg}$$

El contenido de exergía del aire comprimido puede determinarse a partir de

$$\begin{aligned} X_1 &= m\phi_1 \\ &= m\left[\cancelto{0}{(u_1 - u_0)} + P_0(v_1 - v_0) - T_0(s_1 - s_0) + \cancelto{0}{\frac{V_1^2}{2}} + \cancelto{0}{gz_1}\right] \\ &= m[P_0(v_1 - v_0) - T_0(s_1 - s_0)] \end{aligned}$$

Se observa que

$$P_0(v_1 - v_0) = P_0\left(\frac{RT_1}{P_1} - \frac{RT_0}{P_0}\right) = RT_0\left(\frac{P_0}{P_1} - 1\right) \qquad (\text{dado que } T_1 = T_0)$$

$$T_0(s_1 - s_0) = T_0\left(c_p \ln\frac{T_1}{T_0} - R\ln\frac{P_1}{P_0}\right) = -RT_0 \ln\frac{P_1}{P_0} \quad (\text{dado que } T_1 = T_0)$$

Por lo tanto,

$$\begin{aligned} \phi_1 &= RT_0\left(\frac{P_0}{P_1} - 1\right) + RT_0 \ln\frac{P_1}{P_0} = RT_0\left(\ln\frac{P_1}{P_0} + \frac{P_0}{P_1} - 1\right) \\ &= (0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})\left(\ln\frac{1\,000\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}} + \frac{100\ \text{kPa}}{1\,000\ \text{kPa}} - 1\right) \\ &= 120.76\ \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

y

$$X_1 = m_1\phi_1 = (2\,323\ \text{kg})(120.76\ \text{kJ/kg}) = 280\,525\ \text{kJ} \cong \mathbf{281\ MJ}$$

Comentario El potencial de trabajo del sistema es de 281 MJ, por lo tanto un máximo de 281 MJ de trabajo útil puede obtenerse del aire comprimido almacenado en el recipiente que se halla en el ambiente especificado.

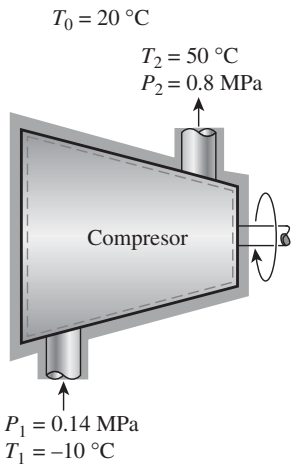


Figura 8-24
Esquema para el ejemplo 8-8.

EJEMPLO 8-8 Cambio de exergía durante un proceso de compresión

Refrigerante 134a será comprimido en forma estacionaria por un compresor, desde 0.14 MPa y −10 °C hasta 0.8 MPa y 50 °C. Considerando que las condiciones ambientales son de 20 °C y 95 kPa, determine el cambio de exergía del refrigerante durante este proceso y la entrada de trabajo mínimo que necesita ser proporcionado al compresor por unidad de masa del refrigerante.

Solución Refrigerante 134a será comprimido de un estado de entrada especificado a otro de salida también especificado. Se determinará el cambio de exergía del refrigerante y el trabajo de compresión mínimo por unidad de masa.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se considera al *compresor* como el sistema (Fig. 8-24), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Lo que aquí se determinará es el cambio de exergía de una corriente de fluido, el cual es el cambio en el flujo de exergía ψ.

Las propiedades del refrigerante en los estados de entrada y salida son

$$\textit{Estado de entrada:} \quad \left.\begin{array}{l} P_1 = 0.14\ \text{MPa} \\ T_1 = -10\ ^\circ\text{C} \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} h_1 = 246.37\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 0.9724\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{array}$$

$$\textit{Estado de salida:} \quad \left.\begin{array}{l} P_2 = 0.8\ \text{MPa} \\ T_2 = 50\ ^\circ\text{C} \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} h_2 = 286.71\ \text{kJ/kg} \\ s_2 = 0.9803\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{array}$$

El cambio de exergía del refrigerante durante este proceso de compresión se determina directamente de la ecuación 8-23 como

$$\begin{aligned} \Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 &= (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}^{\nearrow 0} + g(z_2 - z_1)^{\nearrow 0} \\ &= (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) \\ &= (286.71 - 246.37)\ \text{kJ/kg} - (293\ \text{K})[(0.9803 - 0.9724)\text{kJ/kg}\cdot\text{K}] \\ &= \mathbf{38.0\ kJ/kg} \end{aligned}$$

Por consiguiente, la exergía del refrigerante aumenta en 38.0 kJ/kg durante la compresión.

El cambio de exergía de un sistema en un ambiente especificado representa el trabajo reversible en ese ambiente, que es la entrada mínima de trabajo requerido para los dispositivos que consumen trabajo, como los compresores. Por lo tanto, el incremento en la exergía del refrigerante es igual al trabajo mínimo que necesita ser suministrado al compresor:

$$w_{\text{ent,mín}} = \psi_2 - \psi_1 = \mathbf{38.0\ kJ/kg}$$

Comentario Observe que si el refrigerante comprimido a 0.8 MPa y 50 °C fuera expandido por una turbina a 0.14 MPa y −10 °C en el mismo ambiente y de una manera reversible, se producirían 38.0 kJ/kg de trabajo.

8-5 ▪ Transferencia de exergía por calor, trabajo y masa

La exergía, como la energía, puede transferirse hacia o desde un sistema en tres formas: *calor*, *trabajo* y *flujo másico*. Esta transferencia es reconocida en la frontera del sistema cuando la exergía la cruza, por lo que representa la exergía ganada o perdida por un sistema durante un proceso. Las únicas dos formas de interacción de exergía asociadas con una masa fija o sistema cerrado son las *transferencias de calor* y *de trabajo*.

Transferencia de exergía por calor, *Q*

Recuerde del capítulo 6 que el potencial de trabajo de la energía transferida de una fuente térmica a temperatura T es el trabajo máximo que puede obtenerse de esa energía en un ambiente a una temperatura T_0, y que puede ser equivalente al trabajo producido por una máquina térmica de Carnot que opera entre la fuente y el ambiente. Por lo tanto, la eficiencia de Carnot $\eta_C = 1 - T_0/T$ representa la fracción de energía de una fuente térmica a temperatura T que puede ser convertida en trabajo (Fig. 8-25). Por ejemplo, sólo 70 por ciento de la energía transferida de una fuente térmica a $T = 1\,000$ K puede convertirse en trabajo en un ambiente a $T_0 = 300$ K.

El calor es una forma de energía desorganizada y sólo una porción de él puede convertirse en trabajo, que es una forma de energía organizada (segunda ley). Siempre es posible producir trabajo a partir del calor a una temperatura superior a la temperatura ambiente, transfiriéndolo a una máquina térmica que rechaza hacia el ambiente el calor de desperdicio. Por consiguiente, la transferencia de calor siempre está acompañada por la transferencia de exergía. La transferencia de calor Q en una ubicación que se encuentra a temperatura termodinámica T siempre está acompañada por la *transferencia de exergía* X_{calor} en la cantidad de

Transferencia de exergía por calor:
$$X_{\text{calor}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \qquad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(8-24)}$$

Esta relación da la transferencia de exergía que acompaña la transferencia de calor de Q siempre que T sea mayor o menor que T_0. Cuando $T > T_0$, la transferencia de calor hacia un sistema aumenta la exergía de éste y la transferencia de calor desde un sistema lo disminuye. Pero lo opuesto se cumple cuando $T < T_0$. En este caso, la transferencia de calor Q es el calor desechado hacia el medio frío (el calor de desperdicio) y no debe confundirse con el suministrado por el ambiente a T_0. La exergía transferida debido al calor es cero cuando $T = T_0$ en el punto de transferencia.

Quizá se pregunte qué pasa cuando $T < T_0$; es decir, ¿qué pasa si tenemos un medio que se halla a una temperatura más baja que el ambiente? En tal caso es concebible hacer funcionar una máquina térmica entre el ambiente y el medio "frío", por lo tanto un medio frío ofrece una oportunidad de producir trabajo. Sin embargo, esta vez el ambiente sirve como la fuente de calor y el medio frío como el sumidero de calor. En este caso la relación anterior proporciona el negativo de la transferencia de exergía asociada con el calor Q transferido al medio frío. Por ejemplo, para $T = 100$ K y la transferencia de calor $Q = 1$ kJ hacia el medio, la ecuación 8-24 da $X_{\text{calor}} = (1 - 300/100)(1\text{ kJ}) = -2$ kJ, lo cual significa que la exergía del medio frío disminuye en 2 kJ. También significa que esta exergía puede recuperarse y que la combinación entre el medio frío y el ambiente tiene el potencial para producir 2 unida-

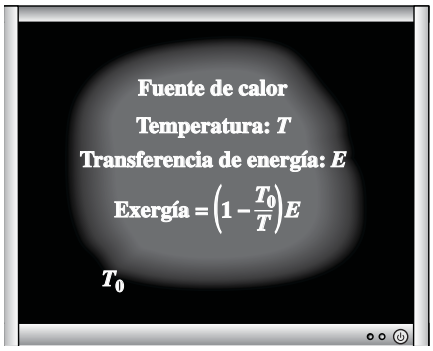


Figura 8-25

La eficiencia de Carnot $\eta_C = 1 - T_0/T$ representa la fracción de la energía transferida de una fuente de calor a temperatura T que puede convertirse en trabajo en un ambiente a temperatura T_0.

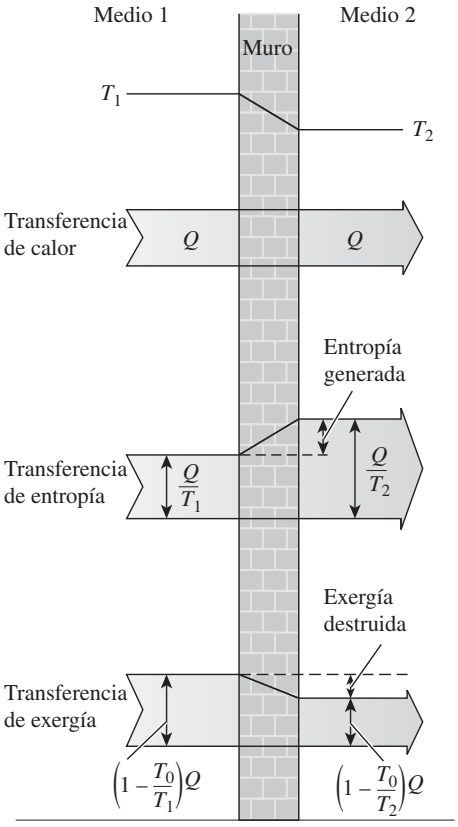


Figura 8-26

La transferencia y destrucción de exergía durante un proceso de transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura.

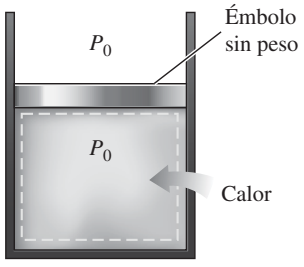


Figura 8-27

No hay transferencia de trabajo útil asociado con el trabajo de frontera cuando la presión del sistema se mantiene constante a la presión atmosférica.

des de trabajo por cada unidad de calor desechado hacia el medio frío a 100 K. Es decir, una máquina térmica de Carnot que opera entre $T_0 = 300$ K y $T = 100$ K produce 2 unidades de trabajo mientras desecha 1 unidad de calor por cada 3 unidades de éste que recibe del ambiente.

Cuando $T > T_0$, la exergía y la transferencia de calor están en la misma dirección. Es decir, aumentan el contenido de exergía y energía del medio hacia el que se transfiere el calor. Sin embargo, cuando $T < T_0$ (medio frío), la exergía y la transferencia de calor están en direcciones opuestas. Es decir, la energía del medio frío aumenta como resultado de la transferencia de calor pero la exergía disminuye. Al final la exergía del medio frío se vuelve cero cuando su temperatura alcanza T_0. La ecuación 8-24 también puede verse como *exergía asociada con la energía térmica Q* a la temperatura *T*.

Cuando la temperatura T en la ubicación donde ocurre la transferencia de calor no es constante, la transferencia de exergía que acompaña a la de calor es determinada mediante la integración

$$X_{\text{calor}} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \qquad \textbf{(8-25)}$$

Observe que la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura es irreversible, y como resultado se genera alguna entropía. La generación de entropía siempre está acompañada por la destrucción de exergía, como se ilustra en la figura 8-26. También note que la *transferencia de calor Q* en una ubicación a temperatura T siempre está acompañada por la *transferencia de entropía* en la cantidad de Q/T y la *transferencia de exergía* en la cantidad de $(1 - T_0/T)Q$.

Transferencia de exergía por trabajo, *W*

La exergía es el potencial de trabajo útil, y la transferencia de exergía por trabajo puede expresarse simplemente como

Transferencia de exergía por trabajo:

$$X_{\text{trabajo}} = \begin{cases} W - W_{\text{alr}} & \text{(para trabajo de frontera)} \\ W & \text{(para otras formas de trabajo)} \end{cases} \qquad \textbf{(8-26)}$$

donde $W_{\text{alr}} = P_0(V_2 - V_1)$, P_0 es la presión atmosférica, así como V_1 y V_2 son los volúmenes inicial y final del sistema. Por consiguiente, la transferencia de exergía debida al trabajo, como los trabajos de flecha y eléctrico, es igual al trabajo W mismo. En el caso de un sistema que involucra trabajo de frontera, como un dispositivo de cilindro y émbolo, el trabajo realizado para empujar el aire atmosférico durante la expansión no puede transferirse, por lo tanto debe restarse. Asimismo, durante un proceso de compresión una parte del trabajo está hecho por el aire atmosférico, por lo tanto se necesita proporcionar menos trabajo útil de una fuente externa.

Para clarificar un poco más este punto, considere un cilindro vertical ajustado con un émbolo sin peso y sin fricción (Fig. 8-27). El cilindro está lleno de un gas que se mantiene en todo momento a la presión atmosférica P_0. Después el calor se transfiere al sistema y el gas en el cilindro se expande, lo que produce que el émbolo ascienda y se realice trabajo de frontera. Sin embargo, este trabajo no puede usarse para cualquier propósito útil porque apenas es suficiente para hacer a un lado el aire atmosférico. (Si se conecta el émbolo a una carga externa para extraer algún trabajo útil, la presión en el cilindro tendrá que subir de P_0 para vencer la resistencia ofrecida por la carga.) Cuando el gas se enfría,

el émbolo desciende, comprimiendo el gas. Nuevamente, no se necesita trabajo de una fuente externa para lograr este proceso de compresión. Así, se concluye que el trabajo realizado por o contra la atmósfera no está disponible para cualquier propósito útil, por lo que debe excluirse del trabajo disponible.

Transferencia de exergía por masa, *m*

La masa contiene *exergía*, así como energía y entropía, y los contenidos de éstas en un sistema son proporcionales a la masa. También, las tasas de transportación de exergía, entropía y energía hacia dentro o hacia fuera de un sistema son proporcionales al flujo másico. El flujo másico es un mecanismo para transportar exergía, entropía y energía dentro o fuera de un sistema. Cuando una cantidad de masa m entra o sale de un sistema, la acompaña una cantidad de exergía $m\psi$, donde $\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + V^2/2 + gz$. Es decir,

Transferencia de exergía por masa: $$X_{\text{masa}} = m\psi \quad \textbf{(8-27)}$$

Por lo tanto, la exergía de un sistema aumenta en $m\psi$ cuando entra la cantidad de masa m, mientras que disminuye en la misma cantidad cuando la misma cantidad de masa en el mismo estado sale del sistema (Fig. 8-28).

El flujo de exergía asociado con una corriente de fluido cuando las propiedades de éste son variables puede determinarse a partir de la integración de

$$\dot{X}_{\text{masa}} = \int_{A_t} \psi \rho V_n \, dA_t \quad \text{y} \quad X_{\text{masa}} = \int \psi \, \delta m = \int_{\Delta t} \dot{X}_{\text{masa}} \, dt \quad \textbf{(8-28)}$$

donde A_t es el área de la sección transversal del flujo y V_n es la velocidad local normal a dA_t.

Observe que la transferencia de exergía ocasionada por calor, X_{calor}, es cero para los sistemas adiabáticos, y que la transferencia de exergía por masa, X_{masa}, es cero para los sistemas que no involucran flujo másico a través de su frontera (es decir, sistemas cerrados). La transferencia de exergía total es cero para los sistemas aislados puesto que no involucran transferencia de calor, trabajo o masa.

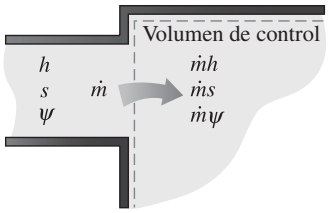


Figura 8-28
La masa contiene energía, entropía y exergía, por lo tanto el flujo másico dentro o fuera de un sistema está acompañado por una transferencia de energía, entropía y exergía.

8-6 ▪ Principio de disminución de exergía y destrucción de exergía

En el capítulo 2 se presentó el *principio de conservación de la energía* y se indicó que ésta no puede crearse ni destruirse durante un proceso. En el capítulo 7 se estableció el *principio de incremento de entropía*, el cual puede considerarse como uno de los enunciados de la segunda ley, y se indicó que esa entropía puede ser creada pero no destruirse. Es decir, la generación de entropía S_{gen} debe ser positiva (en procesos reales) o cero (en procesos reversibles), pero no puede ser negativa. Ahora estamos a punto de establecer un enunciado alternativo de la segunda ley de la termodinámica, llamado *principio de disminución de exergía*, el cual es la contraparte del principio de incremento de entropía.

Considere un *sistema aislado* como el que se muestra en la figura 8-29. Por definición, ni calor, ni trabajo, ni masa pueden cruzar la frontera de un sistema aislado, por lo tanto no hay transferencia de energía y entropía. Entonces los balances de *energía* y *entropía* para un sistema aislado pueden expresarse como

Balance de energía: $$\cancelto{0}{E_{\text{ent}}} - \cancelto{0}{E_{\text{sal}}} = \Delta E_{\text{sistema}} \rightarrow 0 = E_2 - E_1$$

Balance de entropía: $$\cancelto{0}{S_{\text{ent}}} - \cancelto{0}{S_{\text{sal}}} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}} \rightarrow S_{\text{gen}} = S_2 - S_1$$

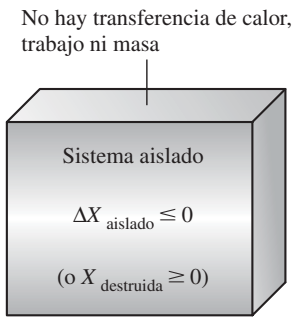


Figura 8-29
El sistema aislado considerado en el desarrollo del principio de disminución de exergía.

Al multiplicar la segunda relación por T_0 y restándola de la primera se obtiene

$$-T_0 S_{\text{gen}} = E_2 - E_1 - T_0(S_2 - S_1) \tag{8-29}$$

De la ecuación 8-17 se obtiene

$$\begin{aligned} X_2 - X_1 &= (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1)^{\nearrow 0} - T_0(S_2 - S_1) \\ &= (E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) \end{aligned} \tag{8-30}$$

dado que $V_2 = V_1$ para un sistema aislado (no puede involucrar ninguna frontera móvil y por ende ningún trabajo de frontera). Al combinar las ecuaciones 8-29 y 8-30 se obtiene

$$-T_0 S_{\text{gen}} = X_2 - X_1 \leq 0 \tag{8-31}$$

dado que T_0 es la temperatura termodinámica del ambiente y por lo tanto una cantidad positiva y $S_{\text{gen}} \geq 0$, en consecuencia $T_0 S_{\text{gen}} \geq 0$. Entonces, se concluye que

$$\Delta X_{\text{aislado}} = (X_2 - X_1)_{\text{aislado}} \leq 0 \tag{8-32}$$

Esta ecuación puede expresarse como *la exergía de un sistema aislado durante un proceso siempre disminuye o, en el caso límite de un proceso reversible, permanece constante*; en otros términos, la *exergía nunca* aumenta y *es destruida* durante un proceso real. Esto se conoce como el **principio de disminución de exergía**. Para un sistema aislado, la disminución de exergía es igual a la exergía destruida.

Destrucción de exergía

Las irreversibilidades como la fricción, el mezclado, las reacciones químicas, la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura, la expansión libre, la compresión o expansión sin cuasiequilibrio, siempre *generan entropía* y cualquier cosa que genera entropía siempre *destruye la exergía*. La **exergía destruida** es proporcional a la entropía generada, como puede observarse a partir de la ecuación 8-31, y se expresa como

$$X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} \geq 0 \tag{8-33}$$

Observe que la exergía destruida es una *cantidad positiva* para cualquier proceso real y que se convierte en *cero* para uno reversible. La exergía destruida representa el potencial de trabajo perdido y también se denomina *irreversibilidad* o *trabajo perdido*.

Las ecuaciones 8-32 y 8-33 para la disminución de exergía y la destrucción de exergía son aplicables a *cualquier clase de sistema* que experimenta *cualquier tipo de proceso*, ya que cualquier sistema y sus alrededores pueden ser envueltos por una frontera arbitraria suficientemente grande a través de la cual no hay transferencia de calor, trabajo y masa, por lo tanto cualquier sistema y sus alrededores constituyen un *sistema aislado*.

Ningún proceso real es verdaderamente reversible, en consecuencia alguna exergía se destruye durante un proceso. Entonces, la exergía del universo que puede ser considerada como un sistema aislado está disminuyendo continuamente. Mientras más irreversible sea un proceso, más grande será la destrucción de exergía durante ese proceso. Durante un proceso reversible no se destruye exergía ($X_{\text{destruida,rev}} = 0$).

El principio de disminución de exergía no implica que la exergía de un sistema no pueda aumentar. El cambio de exergía de un sistema *puede* ser positivo o negativo durante un proceso (Fig. 8-30), pero la exergía destruida no puede ser negativa. El principio de disminución de exergía puede ser resumido como:

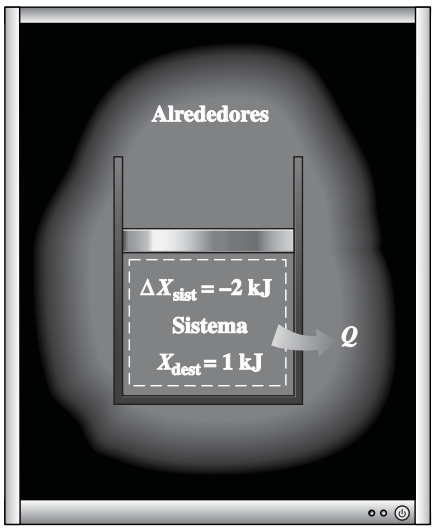


Figura 8-30
El cambio de exergía de un sistema puede ser negativo, pero no la destrucción de la exergía.

$$X_{\text{destruida}} \begin{cases} > 0 & \text{Proceso irreversible} \\ = 0 & \text{Proceso reversible} \\ < 0 & \text{Proceso imposible} \end{cases} \quad \textbf{(8-34)}$$

Esta relación sirve como un criterio alternativo para determinar si un proceso es reversible, irreversible o imposible.

8-7 ▪ Balance de exergía: sistemas cerrados

La naturaleza de la exergía es opuesta a la de la entropía, en la cual la exergía puede *destruirse* pero no puede crearse. Por consiguiente, el *cambio de exergía* de un sistema durante un proceso es menor que la *transferencia de exergía* por una cantidad igual a *exergía destruida* dentro de las fronteras del sistema durante el proceso. Entonces el *principio de disminución de exergía* puede expresarse como (Fig. 8-31)

$$\begin{pmatrix}\text{Exergía}\\ \text{total que}\\ \text{entra}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Exergía}\\ \text{total que}\\ \text{sale}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Exergía}\\ \text{total}\\ \text{destruida}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Cambio en}\\ \text{la exergía total}\\ \text{del sistema}\end{pmatrix}$$

o

$$X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}} - X_{\text{destruida}} = \Delta X_{\text{sistema}} \quad \textbf{(8-35)}$$

Esta relación se conoce como el **balance de exergía** y puede definirse como: *el cambio de exergía de un sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la transferencia neta de exergía a través de la frontera del sistema y la exergía destruida dentro de las fronteras del sistema como resultado de las irreversibilidades.*

Anteriormente se mencionó que la exergía puede transferirse hacia o desde un sistema por transferencia de calor, trabajo y masa. Entonces el balance de exergía para cualquier sistema que experimenta cualquier proceso puede expresarse más explícitamente como

$$\textit{General:} \quad \underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{\text{destruida}}}_{\substack{\text{Destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{en exergía}}} \quad (\text{kJ}) \quad \textbf{(8-36)}$$

o en **forma de tasa** como

$$\textit{General, forma de tasa:} \quad \underbrace{\dot{X}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia}\\ \text{neta de exergía por calor,}\\ \text{trabajo y masa}}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{destruida}}}_{\substack{\text{Tasa de}\\ \text{destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{dX_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio}\\ \text{en exergía}}} \quad (\text{kW}) \quad \textbf{(8-37)}$$

donde las tasas de transferencia de exergía por calor, trabajo y masa se expresan como $\dot{X}_{\text{calor}} = (1 - T_0/T)\dot{Q}$, $\dot{X}_{\text{trabajo}} = \dot{W}_{\text{útil}}$ y $\dot{X}_{\text{masa}} = \dot{m}\psi$, respectivamente. El balance de exergía también puede expresarse por unidad de masa como

$$\textit{General, por unidad de masa:} \quad (x_{\text{ent}} - x_{\text{sal}}) - x_{\text{destruida}} = \Delta x_{\text{sistema}} \quad (\text{kJ/kg}) \quad \textbf{(8-38)}$$

donde todas las cantidades se expresan por unidad de masa del sistema. Observe que para un *proceso reversible*, el término de destrucción de exergía $X_{\text{destruida}}$ desaparece de todas las relaciones anteriores. Asimismo, normalmente es más conveniente encontrar primero la generación de entropía S_{gen} y después evaluar la exergía destruida directamente de la ecuación 8-33; es decir,

$$X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} \quad \text{o} \quad \dot{X}_{\text{destruida}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} \quad \textbf{(8-39)}$$

Cuando las condiciones ambientales P_0 y T_0, así como los estados inicial y final del sistema están especificados, el cambio de exergía del sistema de

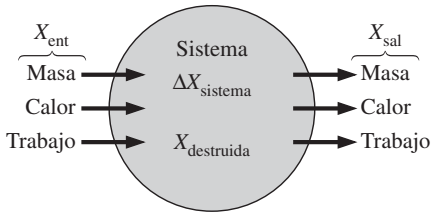


Figura 8-31
Mecanismos de transferencia de exergía.

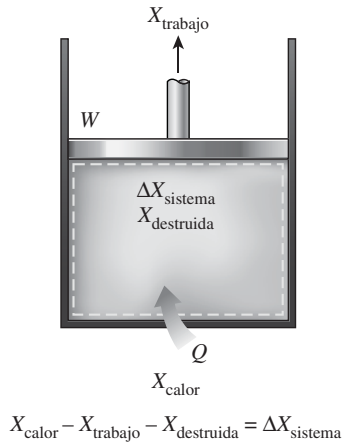


Figura 8-32

Balance de exergía para un sistema cerrado cuando la dirección de transferencia de calor se toma hacia el sistema mientras que la de trabajo se toma desde el sistema.

$\Delta X_{sistema} = X_2 - X_1$ puede ser determinado directamente de la ecuación 8-17 sin tomar en cuenta cómo se ejecuta el proceso. Sin embargo, determinar la transferencia de exergía por calor, trabajo y masa requiere un conocimiento acerca de estas interacciones.

Un *sistema cerrado* no involucra flujo másico, por lo tanto tampoco cualquier transferencia de exergía asociada con el flujo másico. Si se toma la dirección positiva de la transferencia de calor hacia el sistema y la dirección positiva de transferencia de trabajo desde el sistema, el balance de exergía para un sistema cerrado puede expresarse más explícitamente como (Fig. 8-32)

Sistema cerrado:
$$X_{calor} - X_{trabajo} - X_{destruida} = \Delta X_{sistema} \quad \textbf{(8-40)}$$

o

Sistema cerrado:
$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [W - P_0(\forall_2 - \forall_1)] - T_0 S_{gen} = X_2 - X_1 \quad \textbf{(8-41)}$$

donde Q_k es la transferencia de calor a través de la frontera a la temperatura T_k en el lugar k. Si se divide la ecuación anterior por el intervalo de tiempo Δt y se toma el límite cuando $\Delta t \to 0$, se obtiene en *forma de tasa* el balance de exergía para un sistema cerrado,

Forma de tasa:
$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{d\forall_{sistema}}{dt}\right) - T_0 \dot{S}_{gen} = \frac{dX_{sistema}}{dt} \quad \textbf{(8-42)}$$

Observe que las relaciones anteriores para un sistema cerrado se desarrollan tomando como cantidades positivas tanto la transferencia de calor hacia un sistema como el trabajo realizado por el sistema. Por consiguiente, la transferencia de calor desde el sistema y el trabajo hecho sobre el sistema deben considerarse como cantidades negativas cuando se utilicen estas relaciones.

Las relaciones de balance de exergía presentadas anteriormente pueden usarse para determinar el *trabajo reversible* W_{rev}, igualando a cero el término de destrucción de exergía. El trabajo W en este caso se convierte en trabajo reversible; es decir, $W = W_{rev}$ cuando $X_{destruida} = T_0 S_{gen} = 0$.

Observe que $X_{destruida}$ representa solamente la exergía destruida *dentro de la frontera del sistema*, y no la que puede ocurrir fuera de ésta durante el proceso como resultado de irreversibilidades externas. Por lo tanto, un proceso para el cual $X_{destruida} = 0$ es *internamente reversible* pero no de manera necesaria *totalmente* reversible. La exergía *total* destruida durante un proceso puede ser determinada aplicando el balance de exergía a un *sistema extendido* que incluya al sistema mismo y sus alrededores inmediatos en los cuales podrían estar ocurriendo irreversibilidades externas (Fig. 8-33). Asimismo, en este caso el cambio de exergía es igual a la suma de los cambios de exergía del sistema y el *cambio de exergía* de los alrededores inmediatos. Note que bajo condiciones estacionarias, el estado y por ende la exergía de los ambientes inmediatos (la "zona de amortiguamiento") en cualquier punto no cambia durante el proceso, en consecuencia el cambio de exergía de los alrededores inmediatos es cero. Cuando se evalúa la transferencia de exergía entre un sistema extendido y el ambiente, la temperatura de frontera del sistema extendido se considera simplemente como la temperatura ambiental T_0.

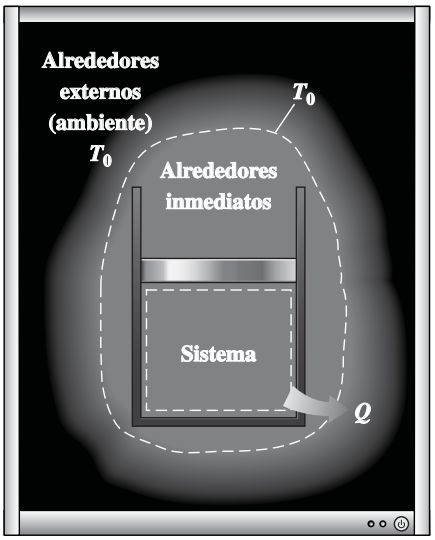


Figura 8-33

La exergía destruida fuera de la frontera del sistema puede ser considerada al realizar un balance de exergía sobre el sistema extendido que incluye al sistema y sus alrededores inmediatos.

Para un *proceso reversible*, la *generación de entropía* y por lo tanto la *destrucción de exergía* es *cero*, entonces la relación del balance de exergía en este caso se vuelve análoga a la relación de balance de energía. Es decir, el cambio de exergía del sistema es igual a la transferencia de exergía.

Observe que el *cambio de energía* de un sistema es igual a la *transferencia de energía* para *cualquier* proceso, pero el *cambio de exergía* de un sistema es

igual a la *transferencia de exergía* únicamente para un proceso *reversible*. La *cantidad* de energía siempre se conserva durante un proceso real (la primera ley), pero su *calidad* está ligada a la disminución (la segunda ley). Esta disminución en la calidad siempre está acompañada de un incremento en la entropía y una disminución en la exergía. Cuando 10 kJ de calor se transfieren de un medio caliente a otro frío, por ejemplo, todavía se tiene 10 kJ de energía al final del proceso, pero a una temperatura más baja y por lo tanto a una calidad más baja y un menor potencial para hacer trabajo.

EJEMPLO 8-9 Balance general de exergía para sistemas cerrados

Comenzando con los balances de energía y entropía, deduzca la relación general para el balance general de exergía de un sistema cerrado (Ec. 8-41).

Solución Empezando con las relaciones de balance de energía y entropía, se obtendrá una relación general para el balance de exergía de un sistema cerrado.

Análisis Se tiene un sistema cerrado general (una masa fija) que puede intercambiar el calor y trabajo con sus alrededores (Fig. 8-34). El sistema experimenta un proceso desde el estado 1 hasta el estado 2. Si se toma la dirección positiva de transferencia de calor hacia el sistema y la dirección positiva de la transferencia de trabajo desde el sistema, los balances de energía y entropía para este sistema cerrado se pueden expresar como

Balance de energía: $$E_{\text{ent}} - E_{\text{sal}} = \Delta E_{\text{sistema}} \rightarrow Q - W = E_2 - E_1$$

Balance de entropía: $$S_{\text{ent}} - S_{\text{sal}} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}} \rightarrow \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{frontera}} + S_{\text{gen}} = S_2 - S_1$$

Multiplicando la segunda relación por T_0 y restándola de la primera se obtiene

$$Q - T_0 \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{frontera}} - W - T_0 S_{\text{gen}} = E_2 - E_1 - T_0(S_2 - S_1)$$

Sin embargo, la transferencia de calor para el proceso 1-2 puede expresarse como $Q = \int_1^2 \delta Q$ y el lado derecho de la ecuación anterior es, a partir de la ecuación 8-17, $(X_2 - X_1) - P_0(V_2 - V_1)$. Por lo tanto,

$$\int_1^2 \delta Q - T_0 \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{frontera}} - W - T_0 S_{\text{gen}} = X_2 - X_1 - P_0(V_2 - V_1)$$

Al hacer que T_b denote la temperatura de frontera y reestructurando, se obtiene la ecuación

$$\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \delta Q - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 S_{\text{gen}} = X_2 - X_1 \qquad \textbf{(8-43)}$$

la cual es equivalente a la ecuación 8-41 para el balance de exergía, sólo que por conveniencia la integración se reemplaza por la suma en esa ecuación. Esto completa la prueba.

Comentario La relación de balance de exergía anterior se obtiene sumando las relaciones de balance de energía y entropía, por lo tanto no es una ecuación independiente. Sin embargo, puede usarse en el análisis de exergía en lugar de la relación de balance de entropía como una expresión alternativa de la segunda ley.

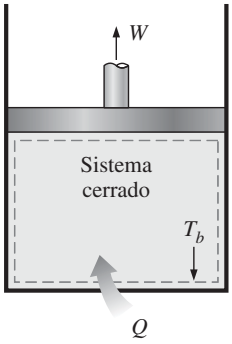


Figura 8-34
Sistema cerrado general considerado en el ejemplo 8-9.

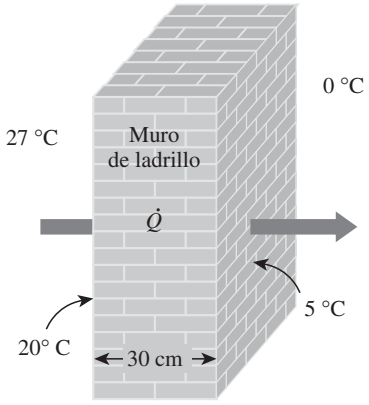


Figura 8-35
Esquema para el ejemplo 8-10.

EJEMPLO 8-10 Destrucción de exergía durante conducción de calor

Considere la transferencia de calor estacionaria a través del muro de ladrillo de una casa, el cual mide 5 × 6 m con un espesor de 30 cm. La casa se mantiene a 27 °C en un día en que la temperatura del exterior es 0 °C. Se miden las temperaturas de las superficies interior y exterior del muro en 20 °C y 5 °C, respectivamente, mientras la tasa de transferencia de calor a través del muro es de 1 035 W. Determine la tasa de destrucción de exergía en el muro y la de destrucción de exergía total asociada con este proceso de transferencia de calor.

Solución Se considera la transferencia estacionaria de calor a través de un muro. Para la tasa de transferencia de calor especificada, las temperaturas de las superficies del muro y las condiciones ambientales, se determinará la tasa de destrucción de exergía dentro del muro y la tasa de destrucción de exergía total.

Suposiciones **1** El proceso es estacionario, por lo tanto la tasa de transferencia de calor a través del muro es constante. **2** El cambio de exergía del muro es cero durante este proceso porque el estado y por ende la exergía de este muro no cambian en ninguna parte. **3** La transferencia de calor a través del muro es unidimensional.

Análisis Se considera primero al *muro* como el sistema (Fig. 8-35), el cual es *cerrado* porque la masa no cruza su frontera durante el proceso. Se observa que el calor y la exergía entran por un lado del muro y salen por el otro.

Si se aplica al muro la forma de tasa del balance de exergía se obtiene

$$\underbrace{\dot{X}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de}\\ \text{exergía por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{destruida}}}_{\substack{\text{Tasa de destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{dX_{\text{sistema}}/dt \overset{0\ \text{(estable)}}{\nearrow}}_{\substack{\text{Tasa de cambio}\\ \text{de exergía}}} = 0$$

$$\dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)_{\text{ent}} - \dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)_{\text{sal}} - \dot{X}_{\text{destruida}} = 0$$

$$(1\,035\ \text{W})\left(1 - \frac{273\ \text{K}}{293\ \text{K}}\right) - (1\,035\ \text{W})\left(1 - \frac{273\ \text{K}}{278\ \text{K}}\right) - \dot{X}_{\text{destruida}} = 0$$

Resolviendo, la tasa de destrucción de exergía en el muro se determina como

$$\dot{X}_{\text{destruida}} = \mathbf{52.0\ W}$$

Observe que la transferencia de exergía a causa de calor en cualquier lugar es $(1 - T_0/T)Q$ en dicho sitio y que la dirección de la transferencia de exergía es igual a la dirección de la transferencia de calor.

Para determinar la tasa de destrucción de exergía total durante este proceso de transferencia de calor, se extiende el sistema para incluir las regiones en ambos lados del muro que experimentan un cambio de temperatura. Entonces un lado de la frontera del sistema estará a la temperatura de la habitación mientras el otro, a la temperatura exterior. El balance de exergía para este *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos) es igual al establecido anteriormente excepto en que las dos temperaturas de frontera son 300 y 273 K, respectivamente, en lugar de 293 y 278 K. Entonces la tasa de destrucción de exergía total es

$$\dot{X}_{\text{destruida,total}} = (1\,035\ \text{W})\left(1 - \frac{273\ \text{K}}{300\ \text{K}}\right) - (1\,035\ \text{W})\left(1 - \frac{273\ \text{K}}{273\ \text{K}}\right) = \mathbf{93.2\ W}$$

La diferencia entre las dos destrucciones de exergía es 41.2 W y representa la exergía destruida en las capas del aire que se hallan en ambos lados del muro. La destrucción de exergía en este caso se debe completamente a la transferencia de calor irreversible debida a una diferencia finita de temperatura.

Comentario Este problema fue resuelto en el capítulo 7 para la generación de entropía. Se podría determinar la exergía destruida simplemente multiplicando las generaciones de entropía por la temperatura ambiente de $T_0 = 273$ K.

EJEMPLO 8-11 Destrucción de exergía durante expansión de vapor de agua

Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.05 kg de vapor de agua a 1 MPa y 300 °C. El vapor se expande a un estado final de 200 kPa y 150 °C, por lo que realiza trabajo. Durante este proceso se estiman pérdidas de calor del sistema hacia los alrededores de 2 kJ. Si se supone que los alrededores están a $T_0 = 25$ °C y $P_0 = 100$ kPa, determine *a*) la exergía del vapor en los estados inicial y final, *b*) el cambio de exergía del vapor, *c*) la exergía destruida y *d*) la eficiencia según la segunda ley para este proceso.

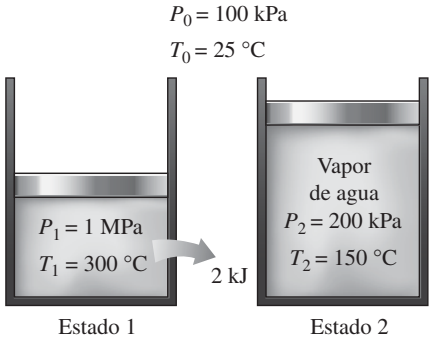


Figura 8-36
Esquema para el ejemplo 8-11.

Solución En un dispositivo de cilindro-émbolo se expande vapor de agua a un estado especificado. Se determinarán las exergías del vapor en los estados inicial y final, el cambio de exergía, la exergía destruida y la eficiencia según la segunda ley para este proceso.

Suposición Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se toma el *vapor de agua* contenido dentro del dispositivo de cilindro-émbolo como el sistema (Fig. 8-36), el cual es un *sistema cerrado* porque la masa no cruza su frontera durante el proceso. Se observa que el trabajo de frontera se lleva a cabo por el sistema y el calor se pierde desde el sistema durante el proceso.

a) Primero determinamos las propiedades del vapor de agua en los estados inicial y final, así como el estado de los alrededores:

$$\textit{Estado 1:}\quad \left.\begin{matrix} P_1 = 1\ \text{MPa} \\ T_1 = 300\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} u_1 = 2\,793.7\ \text{kJ/kg} \\ v_1 = 0.25799\ \text{m}^3/\text{kg} \\ s_1 = 7.1246\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{matrix} \quad \text{(Tabla A-6)}$$

$$\textit{Estado 2:}\quad \left.\begin{matrix} P_2 = 200\ \text{kPa} \\ T_2 = 150\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} u_2 = 2\,577.1\ \text{kJ/kg} \\ v_2 = 0.95986\ \text{m}^3/\text{kg} \\ s_2 = 7.2810\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{matrix} \quad \text{(Tabla A-6)}$$

$$\textit{Estado muerto:}\quad \left.\begin{matrix} P_0 = 100\ \text{kPa} \\ T_0 = 25\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} u_0 \cong u_{f\,a\,25\,^\circ\text{C}} = 104.83\ \text{kJ/kg} \\ v_0 \cong v_{f\,a\,25\,^\circ\text{C}} = 0.00103\ \text{m}^3/\text{kg} \\ s_0 \cong s_{f\,a\,25\,^\circ\text{C}} = 0.3672\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{matrix} \quad \text{(Tabla A-4)}$$

Las exergías del sistema en el estado inicial X_1 y final X_2 son determinadas a partir de la ecuación 8-15 como

$$\begin{aligned} X_1 &= m[(u_1 - u_0) - T_0(s_1 - s_0) + P_0(v_1 - v_0)] \\ &= (0.05\ \text{kg})\{(2\,793.7 - 104.83)\ \text{kJ/kg} \\ &\quad - (298\ \text{K})[(7.1246 - 0.3672)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}] \\ &\quad + (100\ \text{kPa})[(0.25799 - 0.00103)\ \text{m}^3/\text{kg}](\text{kJ/kPa}\cdot\text{m}^3)\} \\ &= \mathbf{35.0\ kJ} \end{aligned}$$

y

$$\begin{aligned} X_2 &= m[(u_2 - u_0) - T_0(s_2 - s_0) + P_0(v_2 - v_0)] \\ &= (0.05\ \text{kg})\{(2\,577.1 - 104.83)\ \text{kJ/kg} \\ &\quad - (298\ \text{K})[(7.2810 - 0.3672)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}] \end{aligned}$$

$$+ (100\ \text{kPa})[(0.95986 - 0.00103)\ \text{m}^3/\text{kg}]\}(\text{kJ/kPa}\cdot\text{m}^3)$$
$$= \mathbf{25.4\ kJ}$$

Es decir, inicialmente el vapor de agua tiene un contenido de exergía de 35 kJ que se reduce a 25.4 kJ al final del proceso. En otras palabras, si el vapor experimentara un proceso reversible del estado inicial al estado del ambiente, produciría 35 kJ de trabajo útil.

b) El cambio de exergía para un proceso simplemente es la diferencia entre la exergía en los estados inicial y final del proceso,

$$\Delta X = X_2 - X_1 = 25.4 - 35.0 = \mathbf{-9.6\ kJ}$$

Es decir, si el proceso entre los estados 1 y 2 se ejecutara de forma reversible, el sistema entregaría 9.6 kJ de trabajo útil.

c) La exergía total destruida durante este proceso puede determinarse del balance de exergía aplicado al *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos) cuya frontera está a la temperatura ambiente T_0 (por lo que no hay transferencia de exergía que acompañe a la de calor hacia o desde el ambiente),

$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{\text{destruida}}}_{\substack{\text{Destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{en exergía}}}$$

$$-X_{\text{trabajo,sal}} - \overbrace{X_{\text{calor,sal}}}^{\nearrow 0} - X_{\text{destruida}} = X_2 - X_1$$

$$X_{\text{destruida}} = X_1 - X_2 - W_{u,\text{sal}}$$

donde $W_{u,\text{salida}}$ es el trabajo de frontera útil entregado mientras el sistema se expande. Al escribir un balance de energía para el sistema, el trabajo de frontera total hecho durante el proceso se determina como

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$-Q_{\text{sal}} - W_{b,\text{sal}} = \Delta U$$

$$W_{b,\text{sal}} = -Q_{\text{sal}} - \Delta U = -Q_{\text{sal}} - m(u_2 - u_1)$$
$$= -(2\ \text{kJ}) - (0.05\ \text{kg})(2\,577.1 - 2\,793.7)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 8.8\ \text{kJ}$$

Éste es el trabajo de frontera total hecho por el sistema, incluido el trabajo hecho contra la atmósfera durante el proceso de expansión para empujar el aire atmosférico fuera del camino. El trabajo útil es la diferencia entre ambos:

$$W_u = W - W_{\text{alr}} = W_{b,\text{sal}} - P_0(V_2 - V_1) = W_{b,\text{sal}} - P_0 m(v_2 - v_1)$$
$$= 8.8\ \text{kJ} - (100\ \text{kPa})(0.05\ \text{kg})[(0.9599 - 0.25799)\ \text{m}^3/\text{kg}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 5.3\ \text{kJ}$$

Sustituyendo, la exergía destruida se determina como

$$X_{\text{destruida}} = X_1 - X_2 - W_{u,\text{sal}} = 35.0 - 25.4 - 5.3 = \mathbf{4.3\ kJ}$$

Es decir, 4.3 kJ de potencial de trabajo se desperdicia durante este proceso. En otros términos, *podrían* convertirse en trabajo 4.3 kJ adicionales de energía durante este proceso, pero no fue así.

También es posible determinar la exergía destruida a partir de

$$X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} = T_0\left[m(s_2 - s_1) + \frac{Q_{\text{alr}}}{T_0}\right]$$
$$= (298\ \text{K})\left\{(0.05\ \text{kg})[(7.2810 - 7.1246)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}] + \frac{2\ \text{kJ}}{298\ \text{K}}\right\}$$
$$= 4.3\ \text{kJ}$$

que es el mismo resultado obtenido antes.

d) Al observar que la disminución en la exergía del vapor de agua es la exergía suministrada, y que la salida de trabajo útil es la recuperada, la eficiencia según la segunda ley para este proceso puede determinarse a partir de

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suministrada}} = \frac{W_u}{X_1 - X_2} = \frac{5.3}{35.0 - 25.4} = \mathbf{0.552\ o\ 55.2\%}$$

Es decir, 44.8 por ciento del potencial de trabajo del vapor de agua se desperdicia durante este proceso.

EJEMPLO 8-12 Exergía destruida durante la agitación de un gas

Un recipiente rígido aislado contiene 2 lbm de aire a 20 psia y 70 °F. Una hélice dentro del recipiente se hace girar por una fuente de potencia externa hasta que la temperatura en el recipiente sube a 130 °F (Fig. 8-37). Si el aire de los alrededores está a $T_0 = 70$ °F, determine *a*) la exergía destruida y *b*) el trabajo reversible para este proceso.

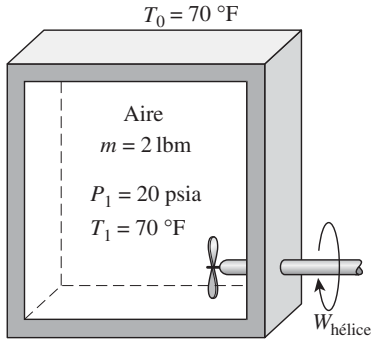


Figura 8-37
Esquema para el ejemplo 8-12.

Solución En un recipiente rígido adiabático se calentará aire al girar una hélice. Se determinará la exergía destruida y el trabajo reversible para este proceso.

Suposiciones **1** El aire en condiciones aproximadas a las atmosféricas puede considerarse como un gas ideal con calores específicos constantes a la temperatura ambiente. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes. **3** El volumen de un recipiente rígido es constante, por lo tanto no hay trabajo de frontera. **4** El recipiente está bien aislado y por lo tanto no hay transferencia de calor.

Análisis Se toma el *aire* contenido dentro del recipiente como el sistema, el cual es *cerrado* porque ninguna masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que el trabajo de eje es llevado a cabo sobre el sistema.

a) La exergía destruida durante un proceso puede determinarse de un balance de exergía o directamente de $X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}}$. Se empleará el segundo enfoque, ya que normalmente es más fácil; pero primero se determinará, a partir de un balance de entropía, la entropía generada,

$$\underbrace{S_{\text{ent}} - S_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de entropía}\\ \text{por calor y masa}}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Generación}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{de entropía}}}$$

$$0 + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}} = m\left(c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{\cancel{V_2}^{\,0}}{\cancel{V_1}}\right)$$

$$S_{\text{gen}} = mc_v \ln \frac{T_2}{T_1}$$

Tomando $c_v = 0.172$ Btu/lbm·°F y sustituyendo, la exergía destruida se vuelve

$$\begin{aligned} X_{\text{destruida}} &= T_0 S_{\text{gen}} = T_0 mc_v \ln \frac{T_2}{T_1} \\ &= (530\ \text{R})(2\ \text{lbm})(0.172\ \text{Btu/lbm}\cdot{}^\circ\text{F})\ln \frac{590\ \text{R}}{530\ \text{R}} \\ &= \mathbf{19.6\ Btu} \end{aligned}$$

b) El trabajo reversible que en este caso representa la entrada mínima de trabajo $W_{\text{rev,entrada}}$ se puede determinar del balance de exergía igualando a cero la destrucción de exergía,

$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia de exergía neta} \\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{\text{destruida}}^{\nearrow 0\ \text{(reversible)}}}_{\substack{\text{Destrucción} \\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio} \\ \text{en exergía}}}$$

$$\begin{aligned} W_{\text{rev,ent}} &= X_2 - X_1 \\ &= (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1)^{\nearrow 0} - T_0(S_2 - S_1) \\ &= (U_2 - U_1) - T_0(S_2 - S_1) \end{aligned}$$

ya que $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $V_2 = V_1$. Observando que $T_0(S_2 - S_1) = T_0 \Delta S_{\text{sistema}} = 19.6$ Btu, el trabajo reversible se convierte en

$$\begin{aligned} W_{\text{rev,ent}} &= mc_v(T_2 - T_1) - T_0(S_2 - S_1) \\ &= (2\ \text{lbm})(0.172\ \text{Btu/lbm}\cdot{}^\circ\text{F})(130 - 70)^\circ\text{F} - 19.6\ \text{Btu} \\ &= (20.6 - 19.6)\ \text{Btu} \\ &= \mathbf{1.0\ Btu} \end{aligned}$$

Por consiguiente, una entrada de trabajo de sólo 1.0 Btu sería suficiente para lograr este proceso (elevar la temperatura del aire en el recipiente de 70 a 130 °F) si todas las irreversibilidades se eliminaran.

Discusión La solución está completa en este punto, sin embargo, para ganar alguna visión física, se planteará una discusión. Primero se determina el trabajo real (el trabajo de la hélice $W_{\text{hélice}}$) realizado durante este proceso. Entonces, al aplicar el balance de energía al sistema,

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía} \\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$W_{\text{hélice,entrada}} = \Delta U = 20.6\ \text{Btu} \qquad [\text{del inciso } b)]$$

ya que el sistema es adiabático ($Q = 0$) y no involucra frontera móvil ($W_b = 0$).

Para analizar la información en perspectiva, 20.6 Btu de trabajo se consumen durante el proceso, 19.6 Btu de exergía se destruye y la entrada de trabajo reversible para el proceso es 1.0 Btu. ¿Qué significa todo esto? Simplemente que es posible crear el mismo efecto en el sistema cerrado (elevando su temperatura a 130 °F a volumen constante) con sólo consumir 1.0 Btu de trabajo en lugar de 20.6 Btu, con lo cual se ahorran 19.6 Btu de trabajo que se desperdiciaría. Esto se cumpliría por medio de una bomba de calor reversible.

Para demostrar lo anterior, considere una bomba de calor de Carnot que absorbe el calor de los alrededores a $T_0 = 530$ R y lo transfiere hacia el aire en el recipiente rígido hasta que la temperatura del aire T se eleve de 530 a 590 R, como se muestra en la figura 8-38. El sistema no incluye interacciones de trabajo directo en este caso, por lo que el calor suministrado al sistema puede expresarse en forma diferencial como

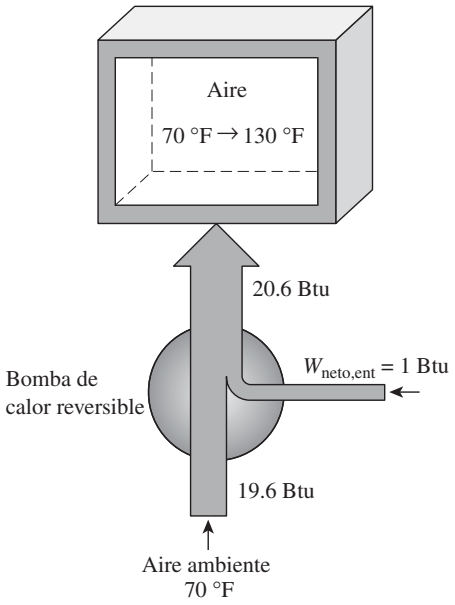


Figura 8-38

El mismo efecto sobre el sistema puede lograrse por una bomba de calor reversible que consume sólo 1 Btu de trabajo.

$$\delta Q_H = dU = mc_v\,dT$$

El coeficiente de desempeño de una bomba de calor reversible está dado por

$$\text{COP}_{\text{BC}} = \frac{\delta Q_H}{\delta W_{\text{neto,ent}}} = \frac{1}{1 - T_0/T}$$

Así,

$$\delta W_{\text{neto,ent}} = \frac{\delta Q_H}{\text{COP}_{\text{BC}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) mc_v\,dT$$

Integrando, se obtiene

$$\begin{aligned} W_{\text{neto,ent}} &= \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) mc_v\,dT \\ &= mc_{v,\text{prom}}(T_2 - T_1) - T_0\,mc_{v,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} \\ &= (20.6 - 19.6)\ \text{Btu} = 1.0\ \text{Btu} \end{aligned}$$

El primer término del lado derecho de la última expresión se reconoce como ΔU, mientras que el segundo como la exergía destruida cuyos valores fueron determinados anteriormente. Al sustituir esos valores, se determina que la entrada de trabajo total a la bomba de calor es 1.0 Btu, con lo cual se demuestra la afirmación. Observe que el sistema todavía es suministrado con 20.6 Btu de energía; todo lo que se hizo en este último caso fue reemplazar los 19.6 Btu de trabajo valioso por una cantidad igual de "energía inútil" capturada de los alrededores.

Comentario También vale la pena mencionar que la exergía del sistema como resultado de los 20.6 Btu de trabajo de la hélice realizado sobre ésta sólo aumentó por 1.0 Btu, es decir, por la cantidad de trabajo reversible. En otros términos, si el sistema regresara a su estado inicial, produciría a lo sumo 1.0 Btu de trabajo.

EJEMPLO 8-13 Inmersión de un bloque de hierro caliente en agua

Un bloque de 5 kg que se halla inicialmente a 350 °C es enfriado rápidamente en un recipiente aislado que contiene 100 kg de agua a 30 °C (Fig. 8-39). Suponiendo que el agua evaporada durante el proceso se condensa de nuevo en el recipiente y que los alrededores están a 20 °C y 100 kPa, determine *a*) la temperatura de equilibrio final, *b*) la exergía del sistema combinado en los estados inicial y final y *c*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso.

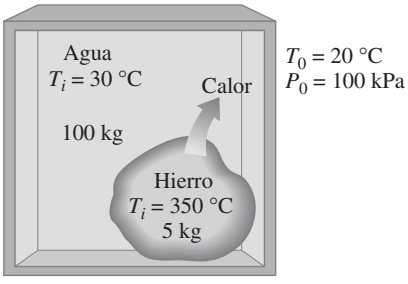


Figura 8-39
Esquema para el ejemplo 8-13.

Solución Un bloque de hierro caliente se enfría rápidamente por medio del agua en un recipiente aislado. Se determinará la temperatura de equilibrio final, las exergías inicial y final, y el potencial de trabajo desperdiciado.

Suposiciones **1** Tanto el agua como el bloque de hierro son sustancias incompresibles. **2** Pueden usarse calores específicos constantes a la temperatura ambiente para el agua y el hierro. **3** El sistema no se mueve, por lo tanto los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta\text{EC} = \Delta\text{EP} = 0$. **4** No están involucrados trabajos eléctrico, de flecha ni de otro tipo. **5** El sistema está bien aislado, por lo tanto no hay transferencia de calor.

Análisis Se considera a todo el contenido del recipiente, *agua + bloque de hierro*, como el sistema, el cual es *cerrado* porque ninguna masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que el volumen del recipiente rígido es constante, entonces no hay trabajo de frontera.

a) Se advierte que no entra o sale energía del sistema durante el proceso; entonces la aplicación del balance de energía da

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$0 = \Delta U$$
$$0 = (\Delta U)_{\text{hierro}} + (\Delta U)_{\text{agua}}$$
$$0 = [mc(T_f - T_i)]_{\text{hierro}} + [mc(T_f - T_i)]_{\text{agua}}$$

Si se usa el valor de calor específico tanto del agua como del hierro a la temperatura ambiente (de la tabla A-3), la temperatura de equilibrio final T_f se determina por la ecuación

$$0 = (5\ \text{kg})(0.45\ \text{kJ/kg}\cdot°\text{C})(T_f - 350\ °\text{C}) + (100\ \text{kg})(4.18\ \text{kJ/kg}\cdot°\text{C})(T_f - 30\ °\text{C})$$

de la cual se tiene

$$T_f = \mathbf{31.7\ °C}$$

b) La exergía X es una propiedad extensiva y la exergía de un sistema compuesto que está en un estado especificado es la suma de exergías de los componentes de ese sistema en dicho estado; se determina de la ecuación 8-15, que para una sustancia incompresible se reduce a

$$X = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + P_0(\cancelto{0}{V - V_0})$$
$$= mc(T - T_0) - T_0 mc \ln\frac{T}{T_0} + 0$$
$$= mc\left(T - T_0 - T_0 \ln\frac{T}{T_0}\right)$$

donde T es la temperatura en el estado especificado y T_0 es la temperatura de los alrededores. En el estado inicial,

$$X_{1,\text{hierro}} = (5\ \text{kg})(0.45\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})\left[(623 - 293)\ \text{K} - (293\ \text{K})\ln\frac{623\ \text{K}}{293\ \text{K}}\right]$$
$$= 245.2\ \text{kJ}$$
$$X_{1,\text{agua}} = (100\ \text{kg})(4.18\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})\left[(303 - 293)\ \text{K} - (293\ \text{K})\ln\frac{303\ \text{K}}{293\ \text{K}}\right]$$
$$= 69.8\ \text{kJ}$$
$$X_{1,\text{total}} = X_{1,\text{hierro}} + X_{1,\text{agua}} = (245.2 + 69.8)\text{kJ} = \mathbf{315\ kJ}$$

De manera similar, la exergía total en el estado final es

$$X_{2,\text{hierro}} = 0.5\ \text{kJ}$$
$$X_{2,\text{agua}} = 95.1\ \text{kJ}$$
$$X_{2,\text{total}} = X_{2,\text{hierro}} + X_{2,\text{agua}} = 0.5 + 95.1 = \mathbf{95.6\ kJ}$$

Es decir, la exergía del sistema combinado (agua + hierro) disminuye de 315 a 95.6 kJ como resultado de este proceso irreversible de transferencia de calor.

c) El potencial de trabajo desperdiciado es equivalente a la exergía destruida, la cual puede determinarse de $X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}}$ o con la realización de un balance de exergía en el sistema. En este caso, el segundo enfoque es más conveniente porque las exergías inicial y final del sistema ya han sido evaluadas.

$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{\text{destruida}}}_{\substack{\text{Destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{en exergía}}}$$

$$0 - X_{\text{destruida}} = X_2 - X_1$$

$$X_{\text{destruida}} = X_1 - X_2 = 315 - 95.6 = \mathbf{219.4\ kJ}$$

Comentario Observe que podrían producirse 219.4 kJ de trabajo cuando el hierro se enfría de 350 a 31.7 °C y el agua se calienta de 30 a 31.7 °C, pero no fue así.

EJEMPLO 8-14 Potencial de trabajo de transferencia de calor entre dos recipientes

Dos recipientes de volumen constante, cada uno lleno con 30 kg de aire, tienen temperaturas de 900 K y 300 K (Fig. 8-40). Una máquina térmica colocada entre los dos recipientes extrae calor del recipiente de alta temperatura, produce trabajo y rechaza calor al recipiente de baja temperatura. Determine el trabajo máximo que la máquina térmica puede producir, y las temperaturas finales de los recipientes. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

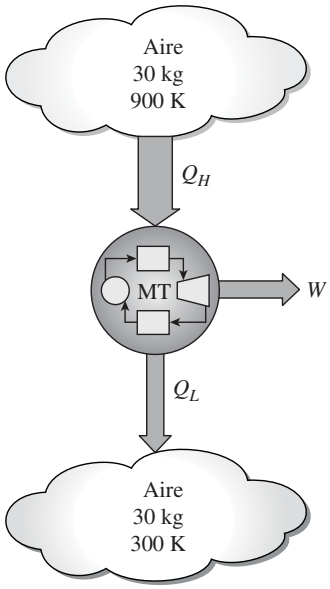


Figura 8-40
Esquema para el ejemplo 8-14.

Solución Una máquina térmica opera entre dos recipientes llenos de aire a diferentes temperaturas. Se deben determinar el trabajo máximo que se puede producir y la temperatura final de los recipientes.

Suposición El aire es un gas ideal con calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Propiedades La constante de gases para el aire es 0.287 kPa · m^3/kg · K (Tabla A-1). El calor específico a volumen constante del aire a temperatura ambiente es $c_v = 0.718$ kJ/kg · K (Tabla A-2*a*).

Análisis Para producción máxima de trabajo, el proceso debe ser reversible y por lo tanto la generación de entropía debe ser cero. Tomamos como sistema los dos recipientes (la fuente de calor y el sumidero de calor) y la máquina térmica. Al observar que el sistema no involucra transferencia de calor ni de masa, y que el cambio de entropía para los dispositivos cíclicos es cero, el balance de entropía se puede representar como

$$\underbrace{S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor y masa}}} + \underbrace{S_{\text{gen}}^{\nearrow 0}}_{\substack{\text{Generación}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{en entropía}}}$$

$$0 + S_{\text{gen}}^{\nearrow 0} = \Delta S_{\text{recipiente, fuente}} + \Delta S_{\text{recipiente, sumidero}} + \Delta S_{\text{máquina térmica}}^{\nearrow 0}$$

$$\Delta S_{\text{recipiente, fuente}} + \Delta S_{\text{recipiente, sumidero}} = 0$$

$$\left(mc_v \ln \frac{T_2}{T_1} + mR \ln \frac{V_2^{\nearrow 0}}{V_1} \right)_{\text{fuente}} + \left(mc_v \ln \frac{T_2}{T_1} + mR \ln \frac{V_2^{\nearrow 0}}{V_1} \right)_{\text{sumidero}} = 0$$

$$\ln \frac{T_2}{T_{1,A}} \frac{T_2}{T_{1,B}} = 0 \rightarrow T_2^2 = T_{1,A} T_{1,B}$$

donde $T_{1,A}$ y $T_{1,B}$ son las temperaturas iniciales de la fuente y del sumidero, respectivamente, y T_2 es la temperatura común final. Por lo tanto, la temperatura final de los recipientes para máxima producción de potencia es

$$T_2 = \sqrt{T_{1,A} T_{1,B}} = \sqrt{(900\text{K})(300\text{K})} = \mathbf{519.6\,K}$$

El balance de energía $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$ para la fuente y el sumidero se puede expresar como sigue:

Fuente:

$$-Q_{\text{fuente,sal}} = \Delta U = mc_v(T_2 - T_{1A}) \rightarrow Q_{\text{fuente,sal}} = mc_v(T_{1,A} - T_2)$$

$$Q_{\text{fuente,sal}} = mc_v(T_{1,A} - T_2) = (30\text{ kg})(0.718\text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(900 - 519.6)\text{K} = 8\,193\text{ kJ}$$

Sumidero:

$$Q_{\text{sumidero, ent}} = mc_v(T_2 - T_{1,B}) = (30\text{ kg})\,(0.718\text{kJ/kg} \cdot \text{K})(519.6 - 300)\,\text{K} = 4\,731\text{ kJ}$$

Entonces el trabajo producido en este caso resulta:

$$W_{\text{máxima,sal}} = Q_H - Q_L = Q_{\text{fuente,sal}} - Q_{\text{sumidero, ent}} = 8\,193 - 4\,731 = \mathbf{3\,462\,kJ}$$

Comentario Observe que 3 463 kJ de los 8 193 kJ transferidos de la fuente se pueden convertir en trabajo, y esto es lo mejor que se puede hacer. Esto corresponde a una eficiencia según la primera ley de 3 462/8 193 = 0.423 o 42.3 por ciento, pero a una eficiencia según la segunda ley de 100 por ciento, ya que el proceso no involucra la generación de entropía y por lo tanto la destrucción de exergía.

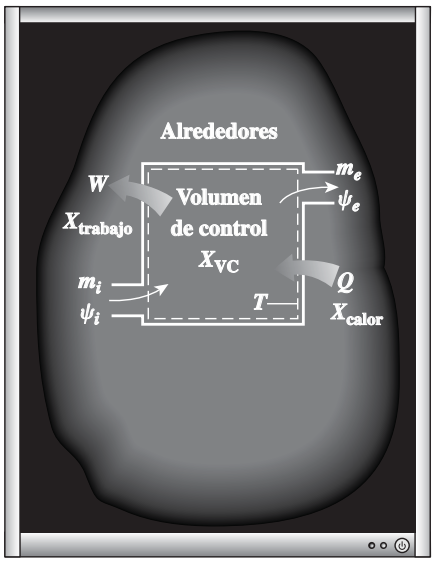


Figura 8-41

La exergía se transfiere hacia fuera o hacia dentro de un volumen de control mediante la masa, así como por la transferencia de calor y de trabajo.

8-8 ▪ Balance de exergía: volúmenes de control

Las relaciones de balance de exergía para los volúmenes de control difieren de aquellas para los sistemas cerrados en los que se involucra un mecanismo más de transferencia de exergía: el *flujo másico a través de las fronteras*. Como se mencionó antes, la masa posee exergía así como energía y entropía, y las cantidades de estas tres propiedades extensivas son proporcionales a la cantidad de masa (Fig. 8-41). Tomando nuevamente la dirección positiva de la transferencia de calor hacia el sistema y la dirección positiva de la transferencia de trabajo desde el sistema, las relaciones generales de balance de exergía (Ecs. 8-36 y 8-37) pueden expresarse más explícitamente para un volumen de control como

$$X_{\text{calor}} - X_{\text{trabajo}} + X_{\text{masa,entrada}} - X_{\text{masa,salida}} - X_{\text{destruida}} = (X_2 - X_1)_{\text{VC}} \qquad \textbf{(8-44)}$$

o

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] + \sum_{\text{ent}} m\psi - \sum_{\text{sal}} m\psi - X_{\text{destruida}} = (X_2 - X_1)_{\text{VC}}$$

(8-45)

También puede expresarse en la **forma de tasa** como

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)\dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{VC}}{dt}\right) + \sum_{ent} \dot{m}\psi - \sum_{sal} \dot{m}\psi - \dot{X}_{destruida} = \frac{dX_{VC}}{dt} \quad \textbf{(8-46)}$$

La relación anterior de balance de exergía puede enunciarse como: *la tasa de cambio de la exergía dentro del volumen de control durante un proceso es igual a la tasa neta de transferencia de exergía a través de la frontera del volumen de control por calor, trabajo y flujo másico menos la tasa de destrucción de exergía dentro de la frontera del volumen de control.*

Cuando los estados inicial y final del volumen de control están especificados, el cambio de exergía del volumen de control es $X_2 - X_1 = m_2\phi_2 - m_1\phi_1$.

Balance de exergía para sistemas de flujo estacionario

La mayoría de los volúmenes de control encontrados en la práctica, como turbinas, compresores, toberas, difusores, intercambiadores de calor, tuberías y ductos operan en forma estacionaria, por lo tanto no experimentan cambio en sus contenidos de masa, energía, entropía y exergía, así como en sus volúmenes. Por consiguiente, $dV_{VC}/dt = 0$ y $dX_{VC}/dt = 0$ para tales sistemas, y la cantidad de exergía que entra en un sistema de flujo estacionario en todas las formas (calor, trabajo, transferencia de masa) debe ser igual a la cantidad de exergía que sale más la exergía destruida. Entonces la forma de tasa del balance general de exergía (Ec. 8-46) para un **proceso de flujo estacionario** se reduce a (Fig. 8-42)

Flujo estacionario:
$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)\dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_{ent} \dot{m}\psi - \sum_{sal} \dot{m}\psi - \dot{X}_{destruida} = 0 \quad \textbf{(8-47)}$$

Para un dispositivo de flujo estacionario y *una sola corriente* (una entrada, una salida), la relación anterior se reduce aún más a

Corriente única:
$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)\dot{Q}_k - \dot{W} + \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) - \dot{X}_{destruida} = 0 \quad \textbf{(8-48)}$$

donde los subíndices 1 y 2 representan los estados de entrada y salida, $\dot{m}$ es el flujo másico, y el cambio en la exergía de flujo está dado por la ecuación 8-23 como

$$\psi_1 - \psi_2 = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)$$

Dividiendo la ecuación 8-48 entre $\dot{m}$ se obtiene el balance de exergía por *unidad de masa*,

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)q_k - w + (\psi_1 - \psi_2) - x_{destruida} = 0 \qquad \text{(kJ/kg)} \quad \textbf{(8-49)}$$

donde $q = \dot{Q}/\dot{m}$ y $w = \dot{W}/\dot{m}$ son la transferencia de calor y el trabajo realizado por unidad de masa del fluido de trabajo, respectivamente.

Para el caso de un dispositivo de una sola corriente adiabático sin interacciones de trabajo, la relación del balance de exergía se simplifica aún más a $\dot{X}_{destruida} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_2)$, lo cual indica que la exergía específica del fluido debe

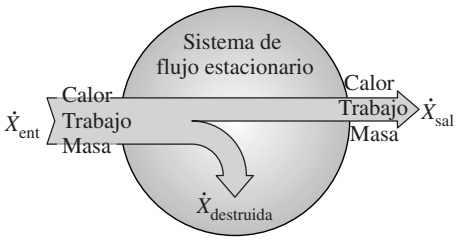


Figura 8-42

La transferencia de exergía a un sistema de flujo estacionario es igual a la transferencia de exergía desde éste más la destrucción de exergía dentro del sistema.

disminuir mientras fluye a través de un dispositivo adiabático sin trabajo o permanecer igual ($\psi_2 = \psi_1$) en el caso límite de un proceso reversible a pesar de los posibles cambios en otras propiedades del fluido.

Trabajo reversible, W_{rev}

Las relaciones de balance de exergía presentadas anteriormente pueden usarse para determinar el trabajo reversible W_{rev} si se iguala a cero la exergía destruida. En ese caso el trabajo W se vuelve trabajo reversible. Es decir,

$$\textit{General:} \qquad W = W_{rev} \quad \text{cuando } X_{destruida} = 0 \tag{8-50}$$

Por ejemplo, la potencia reversible para un dispositivo de flujo estacionario de una sola corriente se determina a partir de la ecuación 8-48,

$$\textit{Corriente única:} \qquad \dot{W}_{rev} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)\dot{Q}_k \qquad (\text{kW}) \tag{8-51}$$

la cual se reduce para un dispositivo adiabático a

$$\textit{Adiabático, corriente única:} \qquad \dot{W}_{rev} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) \tag{8-52}$$

Observe que la exergía destruida es cero solamente para un proceso reversible, por lo que el trabajo reversible representa la salida de trabajo máximo para los dispositivos productores de trabajo, como las turbinas, y la entrada mínima de trabajo para dispositivos consumidores de trabajo, como los compresores.

Eficiencia según la segunda ley para dispositivos de flujo estacionario, η_{II}

La *eficiencia según la segunda ley* de varios dispositivos de flujo estacionario se puede determinar a partir de su definición general, η_{II} = (Energía recuperada)/(Exergía gastada). Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, la eficiencia según la segunda ley de una *turbina adiabática* puede determinarse a partir de

$$\eta_{II,turb} = \frac{w_{sal}}{\psi_1 - \psi_2} = \frac{h_1 - h_2}{\psi_1 - \psi_2} = \frac{w_{sal}}{w_{rev,sal}} \quad \text{o} \quad \eta_{II,turb} = 1 - \frac{T_0 s_{gen}}{\psi_1 - \psi_2} \tag{8-53}$$

donde $s_{gen} = s_2 - s_1$. Para un *compresor adiabático* con energías cinética y potencial insignificantes, la eficiencia según la segunda ley se vuelve

$$\eta_{II,comp} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{w_{ent}} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1} = \frac{w_{ent,rev}}{w_{ent}} \quad \text{o} \quad \eta_{II,comp} = 1 - \frac{T_0 s_{gen}}{h_2 - h_1} \tag{8-54}$$

donde de nuevo $s_{gen} = s_2 - s_1$. Observe que en el caso de la turbina, el recurso de exergía que se utiliza es el vapor, y la exergía gastada es simplemente la disminución en la exergía del vapor. La exergía recuperada es el trabajo del eje de la turbina. En el caso del compresor, el recurso de exergía es el trabajo mecánico, y la exergía gastada es el trabajo que consume el compresor. La exergía recuperada en este caso es el aumento en la exergía del fluido comprimido.

Para un *intercambiador de calor* adiabático con dos flujos de fluido que no se mezclan (Fig. 8-43), la exergía suministrada es la disminución en la exergía del flujo caliente, mientras que la exergía recuperada es el aumento en la exergía del flujo frío, siempre y cuando éste no se encuentre a una temperatura inferior a los alrededores. Entonces la eficiencia según la segunda ley del intercambiador de calor se vuelve

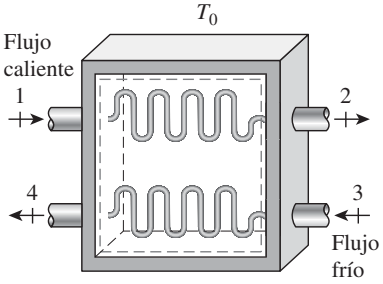


Figura 8-43
Un intercambiador de calor con dos flujos de fluido que no se mezclan.

$$\eta_{\text{II,HX}} = \frac{\dot{m}_{\text{frío}}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{\text{caliente}}(\psi_1 - \psi_2)} \quad \text{o} \quad \eta_{\text{II,HX}} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{gen}}}{\dot{m}_{\text{caliente}}(\psi_1 - \psi_2)} \tag{8-55}$$

donde $\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}_{\text{caliente}}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{\text{frío}}(s_4 - s_3)$. Quizá se pregunte qué pasa si el intercambiador de calor no es adiabático; es decir, pierde algún calor hacia sus alrededores que se hallan a T_0. Si la temperatura de la frontera (la superficie exterior del intercambiador de calor) T_f es igual T_0, la definición anterior sigue cumpliéndose (excepto el término de generación de entropía que necesita ser modificado si se usa la segunda definición). Sin embargo, si $T_f > T_0$, entonces la exergía del calor perdido en la frontera debe ser incluida en la exergía recuperada.

$$\eta_{\text{II,HX}} = \frac{\dot{m}_{\text{frío}}(\psi_4 - \psi_3) + \dot{Q}_{\text{pérdida}}(1 - T_0/T_f)}{\dot{m}_{\text{caliente}}(\psi_1 - \psi_2)} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{gen}}}{\dot{m}_{\text{caliente}}(\psi_1 - \psi_2)} \tag{8-56}$$

donde T_f es la temperatura de la frontera del sistema a través del cual cruza el calor perdido a razón de $\dot{Q}_{\text{pérdida}}$. También, $\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}_{\text{caliente}}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{\text{frío}}(s_4 - s_3) + \dot{Q}_{\text{pérdida}}/T_f$ en este caso.

Aunque en la práctica no se intenta emplear esta exergía y se permite que sea destruida, el intercambiador de calor no debe considerarse como responsable de tal destrucción, la cual ocurre fuera de sus fronteras. Si nuestro interés se centra en la exergía destruida durante el proceso, y no sólo dentro de las fronteras del dispositivo, entonces tiene sentido considerar un *sistema extendido* que incluya los alrededores inmediatos del dispositivo, y cuyas fronteras del nuevo sistema ampliado estén a T_0. La eficiencia según la segunda ley del sistema extendido refleja los efectos de las irreversibilidades que ocurren dentro y fuera del dispositivo.

Una situación interesante surge cuando la temperatura del flujo frío permanece en todo momento por debajo de la temperatura de los alrededores. En ese caso la exergía del flujo frío realmente disminuye en lugar de aumentar. En estos casos es mejor redefinir la eficiencia según la segunda ley como la razón entre la suma de exergías de los flujos que salen y la suma de las exergías de los flujos que entran.

Para una *cámara de mezclado* adiabático en la que un flujo caliente 1 se mezcla con un flujo frío 2, formando una mezcla 3, el recurso de exergía es el fluido caliente. Entonces la exergía expandida es la disminución de exergía del fluido caliente, y la exergía recuperada es el aumento de exergía del fluido frío. Al observar que el estado 3 es el estado común de la mezcla, la eficiencia según la segunda ley se puede expresar como

$$\eta_{\text{II,mez}} = \frac{\dot{m}_{\text{frío}}(\psi_3 - \psi_2)}{\dot{m}_{\text{caliente}}(\psi_1 - \psi_3)} \quad \text{o} \quad \eta_{\text{II,mez}} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{gen}}}{\dot{m}_{\text{caliente}}(\psi_1 - \psi_3)} \tag{8-57}$$

donde $\dot{S}_{\text{gen}} = (\dot{m}_{\text{caliente}} + \dot{m}_{\text{frío}})s_3 - \dot{m}_{\text{caliente}}\, s_1 - \dot{m}_{\text{frío}}\, s_2$.

EJEMPLO 8-15 Análisis de una turbina de vapor mediante la segunda ley

El vapor de agua entra en una turbina en forma estacionaria a 3 MPa y 450 °C a una razón de 8 kg/s, y sale a 0.2 MPa y 150 °C (Fig. 8-44). El vapor pierde calor hacia el aire de los alrededores a una tasa de 300 kW y el cual se halla a 100 kPa y 25 °C, mientras que los cambios en las energías ciné-

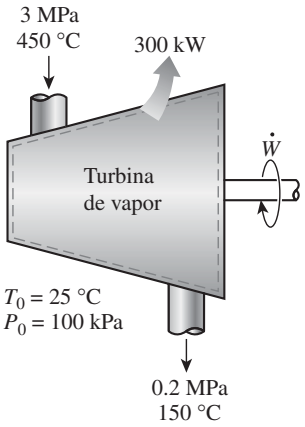


Figura 8-44
Esquema para el ejemplo 8-15.

tica y potencial son insignificantes. Determine *a*) la salida de potencia real, *b*) la salida de potencia máxima posible, *c*) la eficiencia según la segunda ley, *d*) la exergía destruida y *e*) la exergía del vapor en las condiciones de entrada.

Solución Se tiene una turbina de vapor de agua que opera en forma estacionaria entre los estados especificados de entrada y salida. Se determinará la salida de potencia real y máxima, la eficiencia según la segunda ley, la exergía destruida y la exergía de entrada.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con el tiempo en cualquier punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$, $\Delta E_{VC} = 0$ y $\Delta X_{VC} = 0$. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se considera a la *turbina* como el sistema, el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. Asimismo, el calor se pierde hacia el aire de los alrededores y el sistema realiza trabajo.

Las propiedades del vapor de agua en los estados de entrada y de salida y el estado del ambiente son

$$\textit{Estado de entrada:}\quad \left.\begin{matrix} P_1 = 3\ \text{MPa} \\ T_1 = 450\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_1 = 3\,344.9\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 7.0856\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{matrix} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

$$\textit{Estado de salida:}\quad \left.\begin{matrix} P_2 = 0.2\ \text{MPa} \\ T_2 = 150\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_2 = 2\,769.1\ \text{kJ/kg} \\ s_2 = 7.2810\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{matrix} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

$$\textit{Estado muerto:}\quad \left.\begin{matrix} P_0 = 100\ \text{kPa} \\ T_0 = 25\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_0 \cong h_{f\,\text{a}\,25\,^\circ\text{C}} = 104.83\ \text{kJ/kg} \\ s_0 \cong s_{f\,\text{a}\,25\,^\circ\text{C}} = 0.3672\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{matrix} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

a) La salida real de potencia de la turbina es determinada de la forma de tasa del balance de energía,

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{ent}} - \dot{E}_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de energía} \\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt \nearrow^{0\ \text{(estacionario)}}}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} = 0$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{\text{ent}} &= \dot{E}_{\text{sal}} \\ \dot{m}h_1 &= \dot{W}_{\text{sal}} + \dot{Q}_{\text{sal}} + \dot{m}h_2 \qquad (\text{dado que ec} \cong \text{ep} \cong 0) \\ \dot{W}_{\text{sal}} &= \dot{m}(h_1 - h_2) - \dot{Q}_{\text{sal}} \\ &= (8\ \text{kg/s})[(3\,344.9 - 2\,769.1)\ \text{kJ/kg}] - 300\ \text{kW} \\ &= \mathbf{4\,306\ kW} \end{aligned}$$

b) La salida de potencia máxima (potencia reversible) se determina a partir de la forma de la tasa del balance de exergía aplicado sobre el *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos), cuya frontera está a la temperatura ambiente T_0; entonces, al igualar a cero el término de la destrucción de exergía,

$$\underbrace{\dot{X}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de exergía} \\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{destruida}} \nearrow^{0\ \text{(reversible)}}}_{\substack{\text{Tasa de destrucción} \\ \text{de exergía}}} = \underbrace{dX_{\text{sistema}}/dt \nearrow^{0\ \text{(estacionario)}}}_{\substack{\text{Tasa de cambio} \\ \text{en exergía}}} = 0$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_{\text{ent}} &= \dot{X}_{\text{sal}} \\ \dot{m}\psi_1 &= \dot{W}_{\text{rev,sal}} + \dot{X}_{\text{calor}} \nearrow^{0} + \dot{m}\psi_2 \\ \dot{W}_{\text{rev,sal}} &= \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) \\ &= \dot{m}[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) - \Delta\text{ec} \nearrow^{0} - \Delta\text{ep} \nearrow^{0}] \end{aligned}$$

Observe que la transferencia de exergía debida al calor es cero cuando la temperatura en el punto de transferencia es la temperatura ambiente T_0. Al sustituir se obtiene,

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{rev,sal}} &= (8\ \text{kg/s})[(3\,344.9 - 2\,769.1)\ \text{kJ/kg} \\ &\quad - (298\ \text{K})(7.0856 - 7.2810)\text{kJ/kg}\cdot\text{K}] \\ &= \mathbf{5\,072\ kW}\end{aligned}$$

c) La eficiencia según la segunda ley de una turbina es la relación del trabajo real entregado al trabajo reversible,

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\dot{W}_{\text{sal}}}{\dot{W}_{\text{rev,sal}}} = \frac{4\,306\ \text{kW}}{5\,072\ \text{kW}} = \mathbf{0.849\ u\ 84.9\%}$$

Es decir, se desperdicia 15.1 por ciento del potencial de trabajo durante este proceso.

d) La diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil real es la exergía destruida, la cual se determina como

$$\dot{X}_{\text{destruida}} = \dot{W}_{\text{rev,sal}} - \dot{W}_{\text{sal}} = 5\,072 - 4\,306 = \mathbf{776\ kW}$$

Es decir, se desperdicia el potencial para producir trabajo útil a una tasa de 776 kW durante este proceso. La exergía destruida también podría ser determinada calculando primero la tasa de generación de entropía $\dot{S}_{\text{gen}}$ durante el proceso.

e) La exergía (máximo potencial de trabajo) del vapor de agua en las condiciones de entrada es simplemente la exergía del flujo, y se determina a partir de

$$\begin{aligned}\psi_1 &= (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) + \frac{V_1^{2\,\nearrow^0}}{2} + gz_1^{\nearrow^0} \\ &= (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \\ &= (3\,344.9 - 104.83)\text{kJ/kg} - (298\ \text{K})(7.0856 - 0.3672)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \\ &= \mathbf{1\,238\ kJ/kg}\end{aligned}$$

Es decir, sin contar las energías cinética y potencial, cada kilogramo de vapor de agua que entra a la turbina tiene un potencial de trabajo de 1 238 kJ. Esto corresponde a un potencial de potencia de (8 kg/s)(1 238 kJ/kg) = 9 904 kW. Obviamente, la turbina convierte en trabajo 4 306/9 904 = 43.5 por ciento del potencial de trabajo disponible del vapor.

EJEMPLO 8-16 Exergía destruida durante la mezcla de flujos de fluido

En una cámara de mezclado entra agua a 20 psia y 50 °F a una tasa de 300 lbm/min para ser mezclada de manera estacionaria con vapor de agua que ingresa a 20 psia y 240 °F. La mezcla sale de la cámara a 20 psia y 130 °F y pierde calor hacia el aire de los alrededores a T_0 = 70 °F a una tasa de 180 Btu/min (Fig. 8-45). Sin tomar en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial, determine la potencia reversible y la tasa de destrucción de exergía para este proceso.

Solución Agua líquida y vapor de agua son mezclados en una cámara que pierde calor a una tasa especificada. Se determinarán la potencia reversible y la tasa de destrucción de exergía.

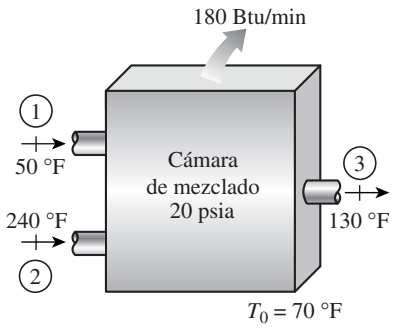


Figura 8-45
Esquema para el ejemplo 8-16.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estacionario, ya que no hay cambio con respecto al tiempo en ningún punto, y por lo tanto $\Delta m_{vc} = 0$, $\Delta E_{vc} = 0$, y $\Delta S_{vc} = 0$. **2** No hay interacciones de trabajo. **3** Las energías cinética y potencial son despreciables, ec ≅ ep ≅ 0.

Análisis Tomamos como sistema la *cámara de mezclado* (Fig. 8-45). Éste es un *volumen controlado*, ya que la masa cruza el límite del sistema durante el proceso. Observamos que hay dos entradas y una salida.

Bajo las suposiciones y observaciones indicadas, los balances de masa y energía para este sistema de flujo estacionario se pueden expresar en forma de tasa como sigue:

Balance de masa:
$$\dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal} = dm_{sistema}^{\nearrow\,0\ (estacionario)}/dt = 0 \rightarrow \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

Balance de energía:
$$\underbrace{\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sal}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de}\\ \text{energía por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{sistema}^{\nearrow\,0\ (estacionario)}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio en las energías}\\ \text{interna, cinética, potencial, etcétera}}} = 0$$

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sal}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_{sal} \ (\text{donde } \dot{W} = 0 \text{ ec } \cong \text{ ep} \cong 0)$$

Al combinar los balances de masa y energía se obtiene

$$\dot{Q}_{sal} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 - (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

Las propiedades deseadas en los estados especificados se determinan por las tablas de vapor que serán:

Estado 1:
$$\left.\begin{matrix} P_1 = 20 \text{ psia} \\ T_1 = 50\ ^\circ\text{F} \end{matrix}\right\} \begin{matrix} h_1 = h_{f\,@\,50\ ^\circ\text{F}} = 18.07 \text{ Btu/lbm} \\ s_1 = s_{f\,@\,50\ ^\circ\text{F}} = 0.03609 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R} \end{matrix}$$

Estado 2:
$$\left.\begin{matrix} P_2 = 20 \text{ psia} \\ T_2 = 240\ ^\circ\text{F} \end{matrix}\right\} \begin{matrix} h_2 = 1\,162.3 \text{ Btu/lbm} \\ s_2 = 1.7406 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R} \end{matrix}$$

Estado 3:
$$\left.\begin{matrix} P_3 = 20 \text{ psia} \\ T_3 = 130\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \begin{matrix} h_3 = h_{f\,@\,130\ ^\circ\text{F}} = 97.99 \text{ Btu/lbm} \\ s_3 = s_{f\,@\,130\ ^\circ\text{F}} = 0.08174 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R} \end{matrix}$$

Al sustituir,

$$180 \text{ Btu/min} = [300 \times 18.07 + \dot{m}_2 \times 1\,162.3 - (310 + \dot{m}_2) \times 97.99] \text{ Btu/min}$$

lo cual da

$$\dot{m}_2 = 22.7 \text{ lbm/min}$$

La salida máxima de potencia (potencia reversible) se determina a partir de la forma de tasa del balance de exergía aplicado sobre el *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos), cuya frontera está a la temperatura ambiente T_0; entonces, al igualar a cero el término de la destrucción de exergía,

$$\underbrace{\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de exergía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{\dot{X}_{destruida}^{\nearrow\,0\ (reversible)}}_{\substack{\text{Tasa de destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{dX_{sistema}/dt^{\nearrow\,0\ (estacionario)}}_{\substack{\text{Tasa de cambio}\\ \text{en exergía}}} = 0$$

$$\dot{X}_{ent} = \dot{X}_{sal}$$

$$\dot{m}_1 \psi_1 + \dot{m}_2 \psi_2 = \dot{W}_{rev,sal} + \dot{X}_{calor}^{\nearrow 0} + \dot{m}_3 \psi_3$$

$$\dot{W}_{rev,sal} = \dot{m}_1 \psi_1 + \dot{m}_2 \psi_2 - \dot{m}_3 \psi_3$$

Observe que la transferencia de exergía ocasionada por calor es cero cuando la temperatura en el punto de transferencia es la temperatura ambiente T_0, y que las energías cinética y potencial son insignificantes. Por consiguiente,

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{rev,sal}} &= \dot{m}_1(h_1 - T_0 s_1) + \dot{m}_2(h_2 - T_0 s_2) - \dot{m}_3(h_3 - T_0 s_3)\\ &= (300\ \text{lbm/min})[18.07\ \text{Btu/lbm} - (530\ \text{R})(0.03609\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})]\\ &\quad + (22.7\ \text{lbm/min})[1\,162.3\ \text{Btu/lbm} - (530\ \text{R})(1.7406\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})]\\ &\quad - (322.7\ \text{lbm/min})[97.99\ \text{Btu/lbm} - (530\ \text{R})(0.18174\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})]\\ &= \mathbf{4\,588\ Btu/min}\end{aligned}$$

Es decir, sería posible producir trabajo a una tasa de 4 588 Btu/min si se opera una máquina térmica entre los flujos de fluidos caliente y frío en lugar de permitir que se mezclaran directamente.

La exergía destruida está determinada por,

$$\dot{X}_{\text{destruida}} = \dot{W}_{\text{rev,sal}} - \dot{W}_u^{\nearrow 0} = T_0\,\dot{S}_{\text{gen}}$$

Por lo tanto,

$$\dot{X}_{\text{destruida}} = \dot{W}_{\text{rev,sal}} = \mathbf{4\,588\ Btu/min}$$

ya que no hay trabajo real producido durante el proceso.

Comentario La tasa de generación de entropía para este proceso se determinó como $\dot{S}_{\text{gen}} = 8.65$ Btu/min · R. Por lo tanto, se podría determinar también la exergía destruida a partir de la segunda parte de la ecuación anterior:

$$\dot{X}_{\text{destruida}} = T_0\,\dot{S}_{\text{gen}} = (530\ \text{R})(8.65\ \text{Btu/min}\cdot\text{R}) = 4\,585\ \text{Btu/min}$$

La ligera diferencia entre los dos resultados se debe al error de redondeo.

EJEMPLO 8-17 Llenado de un sistema de almacenamiento con aire comprimido

Un recipiente rígido de 200 m^3 contiene aire atmosférico que se halla inicialmente a 100 kPa y 300 K. El recipiente será usado para almacenar el aire comprimido a 1 MPa y 300 K (Fig. 8-46), el cual será proporcionado por un compresor que toma el aire atmosférico a $P_0 = 100$ kPa y $T_0 = 300$ K. Determine el requerimiento de trabajo mínimo para este proceso.

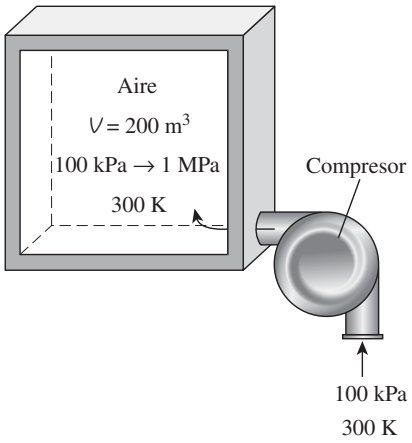


Figura 8-46
Esquema para el ejemplo 8-17.

Solución El aire será comprimido y se almacenará a alta presión en un recipiente grande. Se determinará el trabajo mínimo requerido.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes. **3** Las propiedades del aire en la entrada permanecen constantes durante todo el proceso de llenado.

Análisis Se toma al *recipiente rígido combinado con el compresor* como el sistema, el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que éste es un proceso de flujo no estacionario dado que la masa contenida del sistema cambia cuando el recipiente es llenado. Asimismo, sólo hay una entrada y no existe salida.

El trabajo mínimo requerido para un proceso es el *trabajo reversible* que puede determinarse a partir del balance de exergía aplicado en el *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos) cuya frontera está a la temperatura ambiente T_0 (por lo tanto no hay transferencia de exergía que acompañe la transferencia de calor desde o hacia el ambiente), y al igualar a cero el término de destrucción de exergía,

$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{\text{destruida}}^{\nearrow 0\ \text{(reversible)}}}_{\substack{\text{Destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{en exergía}}}$$

$$X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}} = X_2 - X_1$$

$$W_{\text{rev,ent}} + m_1\psi_1^{\nearrow 0} = m_2\phi_2 - m_1\phi_1^{\nearrow 0}$$

$$W_{\text{rev,ent}} = m_2\phi_2$$

Observe que $\phi_1 = \psi_1 = 0$ porque el aire inicial en el recipiente y el aire que entra se encuentran en el estado al que está el ambiente, y la exergía de una sustancia en el estado del ambiente es cero. La masa final de aire y la exergía del aire presurizado en el recipiente al final del proceso son

$$m_2 = \frac{P_2 V}{RT_2} = \frac{(1\,000\ \text{kPa})(200\ \text{m}^3)}{(0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})} = 2\,323\ \text{kg}$$

$$\phi_2 = (u_2 - u_0)^{\nearrow 0\,(\text{dado que } T_2 = T_0)} + P_0(v_2 - v_0) - T_0(s_2 - s_0) + \frac{V_2^{2\,\nearrow 0}}{2} + gz_2^{\nearrow 0}$$

$$= P_0(v_2 - v_0) - T_0(s_2 - s_0)$$

Se observa que

$$P_0(v_2 - v_0) = P_0\left(\frac{RT_2}{P_2} - \frac{RT_0}{P_0}\right) = RT_0\left(\frac{P_0}{P_2} - 1\right) \qquad (\text{dado que } T_2 = T_0)$$

$$T_0(s_2 - s_0) = T_0\left(c_p \ln \frac{T_2^{\nearrow 0}}{T_0} - R \ln \frac{P_2}{P_0}\right) = -RT_0 \ln \frac{P_2}{P_0} \quad (\text{dado que } T_2 = T_0)$$

Por consiguiente,

$$\phi_2 = RT_0\left(\frac{P_0}{P_2} - 1\right) + RT_0 \ln \frac{P_2}{P_0} = RT_0\left(\ln \frac{P_2}{P_0} + \frac{P_0}{P_2} - 1\right)$$

$$= (0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})\left(\ln \frac{1\,000\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}} + \frac{100\ \text{kPa}}{1\,000\ \text{kPa}} - 1\right)$$

$$= 120.76\ \text{kJ/kg}$$

y

$$W_{\text{rev,ent}} = m_2\phi_2 = (2\,323\ \text{kg})(120.76\ \text{kJ/kg}) = 280\,525\ \text{kJ} \cong \mathbf{281\ MJ}$$

Comentario Observe que se requiere un mínimo de 281 MJ de entrada de trabajo para llenar el recipiente con aire comprimido a 300 K y 1 MPa. En realidad, la entrada de trabajo requerida será mayor por una cantidad igual a destrucción de exergía durante el proceso. Compare este resultado con el del ejemplo 8-7. ¿Qué se puede concluir?

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Aspectos cotidianos de la segunda ley

La termodinámica es una ciencia natural fundamental que trata varios aspectos de la energía, e incluso las personas que no se dedican a la técnica poseen un conocimiento básico sobre la energía y la primera ley de la termodinámica, ya que difícilmente algún aspecto de la vida no involucra transferencia o trans-

* Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.

formación de energía en diferentes formas. Por ejemplo, todas las *personas que hacen dietas* basan su estilo de vida en el principio de la conservación de energía. Aunque se comprenden con rapidez los aspectos de la primera ley de la termodinámica y sean fácilmente aceptados por la mayoría de las personas, no hay un conocimiento generalizado sobre la segunda ley de la termodinámica, y de hecho no son del todo apreciados los aspectos de ésta incluso por las personas que poseen fundamentos técnicos. Esto ocasiona que algunos estudiantes vean la segunda ley como algo que es de interés teórico en lugar de una importante y práctica herramienta de ingeniería. Como resultado, los estudiantes muestran poco interés en el estudio detallado de la segunda ley de la termodinámica, lo cual es desafortunado para ellos porque terminan con una perspectiva unilateral acerca de la termodinámica y carecen de la visión completa y equilibrada sobre la misma.

Muchos *sucesos ordinarios* que pasan inadvertidos pueden servir como excelentes vehículos para comunicar conceptos importantes de la termodinámica. Se intenta demostrar la relevancia de los conceptos de la segunda ley como exergía, trabajo reversible, irreversibilidad y la eficiencia según la segunda ley en diversos aspectos de la vida diaria mediante ejemplos con los que incluso las personas sin fundamentos técnicos pueden identificarse. La esperanza es que se refuerce la comprensión y apreciación de la segunda ley y que se motive para usarla más frecuentemente tanto en áreas técnicas como no técnicas. Al lector crítico se le recuerda que los conceptos presentados posteriormente son *moderados* y *difíciles de cuantificar*, y que se incluyen aquí para estimular el interés en el estudio de la segunda ley de la termodinámica y reforzar la comprensión y apreciación acerca de esta ley.

Los conceptos de la segunda ley se usan implícitamente en varios aspectos de la vida diaria, y muchas personas exitosas parecen hacer uso extenso de éstos aun sin comprenderlos. Además, hay un creciente reconocimiento de que la calidad juega un papel tan importante como la cantidad en las actividades diarias ordinarias. El siguiente párrafo apareció en un artículo de la *Reno Gazette-Journal*, el 3 de marzo de 1991:

> El Dr. Held se considera un sobreviviente de la conspiración del tictac. Aproximadamente hace cuatro años, en una fecha cercana a su cumpleaños número 40, él trabajaba tarde con jornadas de 21 horas diarias, laborando fuera, cuidando de sus tres niños y practicando deportes. Dormía aproximadamente entre cuatro y cinco horas durante la noche. . .
> "Actualmente me voy a la cama a las 9:30 y me levanto a las 6", afirma Held. "Hago el doble de lo que antes solía hacer. No tengo que hacer las cosas dos veces o leer tres veces algo antes de entenderlo."

Esta declaración tiene una fuerte relevancia en el análisis de la segunda ley, ya que indica que el problema no es cuánto tiempo tenemos (primera ley), sino más bien qué tan eficazmente lo usamos (segunda ley). Que una persona *consiga hacer más en menos tiempo* no es diferente que un automóvil recorra *más kilómetros con menos combustible*.

En la termodinámica, el *trabajo reversible* para un proceso es definido como la salida máxima de trabajo útil (o la entrada mínima de trabajo) para ese proceso. Esto significa el trabajo útil que un sistema puede entregar (o consumir) durante un proceso entre dos estados especificados si ese proceso se ejecuta en una manera reversible (perfecta). La diferencia entre los trabajos reversible y útil real se debe a las imperfecciones, tal diferencia se denomina *irreversibilidad* (el potencial de trabajo desperdiciado). Para el caso especial del estado final correspondiente al estado muerto o al de los alrededores, el trabajo reversible se vuelve un máximo y se llama *exergía* del sistema en el estado inicial. La irreversibilidad para un proceso reversible o perfecto es cero.

En la vida diaria puede verse la *exergía* de una persona como el mejor trabajo que la persona puede realizar bajo las condiciones más favorables. El *trabajo reversible* en la vida diaria, por otro lado, puede verse como el mejor trabajo que una persona puede hacer bajo algunas condiciones especificadas. Entonces, la diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo real llevado a cabo bajo esas condiciones puede verse como *irreversibilidad* o *exergía destruida*. En sistemas técnicos, se intenta identificar las fuentes con mayores irreversibilidades para minimizarlas y así maximizar el desempeño. En la vida cotidiana una persona debe hacer exactamente lo mismo para aumentar al máximo su desempeño.

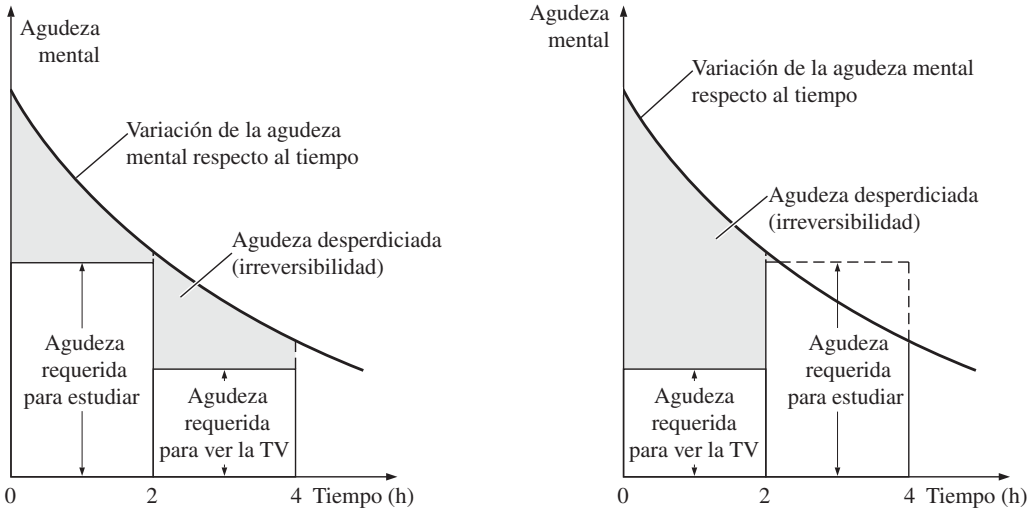
La exergía de una persona en un momento y un lugar dados pueden ser vistos como la cantidad máxima de trabajo que pueden hacer en ese tiempo y lugar. La exergía es ciertamente difícil de cuantificar debido a la interdependencia de capacidades físicas e intelectuales de una persona. La habilidad de realizar tareas físicas e intelectuales simultáneamente incluso complica aún más las cosas. Obviamente la *educación* y la *capacitación* aumentan la exergía de una persona, mientras que el *envejecimiento* disminuye la exergía física. A diferencia de la mayor parte de las cosas mecánicas, la exergía de los seres humanos es una función de tiempo, por lo que la exergía física y/o intelectual de una persona se desperdiciará si no se utiliza en el momento adecuado. Un barril de petróleo no pierde nada de su exergía si se deja almacenado durante 40 años, pero una persona perderá mucha de su exergía total durante ese periodo si él o ella permanecen inmóviles.

Por ejemplo, un granjero que trabaje adecuadamente puede hacer uso total de su *exergía física* pero utilizar muy poco su *exergía intelectual*; por lo tanto, podría aprender un idioma extranjero o una ciencia escuchando algunos CD educativos al mismo tiempo que realiza su trabajo físico. Esto también se cumple para las personas que pasan un tiempo considerable en el automóvil al trasladarse a su trabajo. Se espera que algún día podamos hacer el análisis de la exergía para las personas y sus actividades, lo cual indicará a la gente la manera de minimizar su destrucción de exergía y conseguir hacer más en menos tiempo. Las microcomputadoras pueden realizar varias tareas a la vez, ¿por qué los seres humanos no son capaces de hacer lo mismo?

Los *niños* nacen con diferentes niveles de *exergía* (talentos) en diferentes áreas. Aplicarles exámenes de aptitud profesional en una edad temprana es simplemente un esfuerzo para descubrir la magnitud de sus "exergías", o talentos ocultos. Entonces los niños se orientan hacia áreas en las que tienen mayor exergía. Una vez como adultos, es más probable que se desempeñen en niveles altos sin forzar sus posibilidades más allá de los límites si se adaptan naturalmente en esas áreas.

Es posible comparar el nivel de *agudeza* de una persona con su *exergía* en las tareas intelectuales. Cuando una persona descansa bien, el grado de agudeza, y por ende su exergía intelectual, está en un límite máximo y esta exergía disminuye con el tiempo cuando la persona se cansa, como se ilustra en la figura 8-47. Las diferentes tareas cotidianas requieren distintos niveles de exergía intelectual, de ahí que la diferencia entre la agudeza disponible y la requerida pueda considerarse como la *agudeza desperdiciada* o *destrucción de exergía*. Para minimizar esta destrucción de exergía debe haber un estrecho vínculo entre la agudeza disponible y la requerida.

Considere a un estudiante bien descansado que planea utilizar las próximas 4 horas para estudiar y ver una película que dura 2 horas. Desde el punto de vista de la *primera ley*, no hay diferencia en el orden en que se realizarán estas tareas, pero desde el punto de vista de la *segunda ley* representa mucha



a) Primero estudiar

b) Primero ver una película

Figura 8-47

Irreversibilidad asociada con un estudiante que estudia y ve una película en la televisión, durante dos horas en cada caso.

diferencia. De estas dos tareas, estudiar requiere más agudeza intelectual que la que se necesita para ver una película, por lo que tiene sentido termodinámico estudiar primero, cuando la agudeza es alta, y ver la película después, cuando la agudeza es menor, como se muestra en la figura. Un estudiante que realiza estas actividades de manera inversa desperdiciará una gran cantidad de agudeza viendo la película, como se ilustra en la figura 8-47, y tendrá que repasar más al estudiar debido a la insuficiente agudeza, por lo que conseguirá hacer menos en el mismo lapso.

En termodinámica, la *eficiencia según la primera ley* (o eficiencia térmica) de una máquina térmica se define como la relación entre la salida de trabajo neta y la entrada de calor total. Es decir, es la fracción del calor suministrado que se convierte en trabajo neto. En general, la eficiencia según la primera ley puede considerarse como la razón entre la salida deseada y la entrada requerida. La eficiencia según la primera ley no hace referencia al *mejor desempeño posible* y en consecuencia esta eficiencia por sí sola no es una medida realista del desempeño. Para superar esta deficiencia se define la eficiencia según la segunda ley, la cual es una medida del desempeño real relativo al mejor desempeño posible bajo las mismas condiciones. Para máquinas térmicas, la eficiencia según la segunda ley se define como la relación entre la eficiencia térmica real y la máxima eficiencia térmica posible (reversible) en las mismas condiciones.

En la vida diaria la *eficiencia según la primera ley* o el *desempeño* de una persona puede considerarse como el logro de esa persona en relación con el esfuerzo que dedica. Por otro lado, la *eficiencia según la segunda ley* de una persona es el desempeño de ésta en relación con su mejor desempeño posible de acuerdo con las circunstancias.

La *felicidad* se relaciona estrechamente con la *eficiencia según la segunda ley*. Los niños pequeños son probablemente los seres humanos más felices por-

que si se consideran sus limitadas capacidades, es poco lo que pueden hacer, aunque lo hacen bastante bien. Los niños tienen eficiencias según la segunda ley muy altas en su vida diaria. El término "vida plena" también se refiere a la eficiencia según la segunda ley. Se considera que una persona tiene vida plena, y por lo tanto una eficiencia según la segunda ley muy alta, si ha utilizado todas sus habilidades hasta el límite a lo largo de su vida.

Incluso una persona discapacitada tendrá que dedicar un esfuerzo considerable para lograr lo que una persona normal consigue, aun cuando logre menos con mayor esfuerzo, pero seguramente con un desempeño impresionante logrará más elogios. Así, es posible afirmar que esta persona discapacitada tuvo una baja eficiencia según la primera ley (logró poco con un gran esfuerzo) pero una muy alta eficiencia según la segunda ley (logró tanto como es posible de acuerdo con las circunstancias).

En la vida diaria la exergía puede considerarse también como las *oportunidades que tenemos*, mientras que la destrucción de exergía como las *oportunidades desperdiciadas*. El tiempo es el máximo activo, y el tiempo desperdiciado es la oportunidad desperdiciada para hacer algo útil (Fig. 8-48).

La segunda ley de la termodinámica tiene también interesantes ramificaciones filosóficas. La masa y la energía son cantidades conservadas, y están relacionadas con la primera ley de la termodinámica, mientras que la entropía y la exergía son cantidades no conservadas, y están relacionadas con la segunda ley. El universo que percibimos por nuestros cinco sentidos consiste en cantidades conservadas, y por lo tanto tendemos a considerar las cantidades no conservadas como si no fueran reales, e incluso fuera de este universo. La teoría del "big bang", ampliamente aceptada, acerca del origen del universo, hizo surgir la idea de que éste es un universo totalmente material, y de que todo está hecho de materia (o más correctamente, de masa-energía). Como las cantidades conservadas, la masa y la energía, encajan en la descripción de cantidades verdaderamente físicas, pero la entropía y la exergía no encajan, ya que la entropía se puede crear, y la exergía se puede destruir. Así, la entropía y la exergía no son verdaderamente cantidades físicas, aunque están estrechamente relacionadas con las cantidades físicas de masa y energía. Por lo tanto, la segunda ley trata de cantidades que pertenecen a una clase diferente de existencia —un universo en el que las cosas comienzan a existir a partir de nada, y salen de la existencia a la nada—, y abre un universo que está más allá del universo conservado, totalmente material, que conocemos.

Un argumento similar se puede dar para las leyes de la naturaleza que gobiernan la materia. No hay duda de que tanto la primera ley de la termodinámica como la segunda existen, y éstas y otras leyes como las leyes de Newton sobre el movimiento gobiernan el universo físico tras bambalinas. Como lo expresa Alfred Montapert, *"Las leyes de la naturaleza son el gobierno invisible de la Tierra"*. Albert Einstein expresa este fenómeno así: *"Hay un espíritu manifiesto en las leyes del universo"*. Con todo, estas leyes que constituyen el núcleo de las ciencias, no se pueden percibir con nuestros cinco sentidos, y no tienen existencia material, y por lo tanto, no están sujetas a las limitaciones del tiempo y el espacio. Como tales, las leyes que parecen haberse infundido en toda la materia como un espíritu gobiernan en todas partes, pero no están en ninguna parte. Parece que cantidades como entropía y exergía que comienzan a existir a partir de la nada y salen de la existencia a la nada junto con las leyes de la naturaleza como la primera ley y la segunda ley que gobiernan el universo del "big bang" con una mano invisible y poderosa, están señalando el camino para una definición ampliada de la existencia que esté más en línea con los fenómenos percibidos y observados.

Tengo sólo un minuto,
Que sólo tiene 60 segundos,
Me ha sido impuesto, no puedo rechazarlo
No lo he buscado, no lo he elegido.
Pero depende de mí usarlo.
Debo sufrir si lo pierdo.
Responder si de él abuso,
Sólo un pequeño minuto,
Pero la eternidad está en él.

(anónimo)

Figura 8-48
Una expresión poética de exergía y destrucción de exergía.

Los argumentos presentados en esta sección son de naturaleza exploratoria, se espera que den pie a algunas interesantes discusiones e investigaciones que puedan conducir a un mejor entendimiento acerca del desempeño en diversos aspectos de la vida cotidiana. Con el tiempo la segunda ley podría emplearse para determinar cuantitativamente la manera más efectiva de mejorar la calidad de vida y el desempeño cotidiano, del mismo modo que se emplea en el presente para mejorar la realización de los sistemas técnicos.

RESUMEN

El contenido de energía del universo es constante, al igual que su contenido de masa. Sin embargo, en tiempos de crisis se nos bombardea con discursos y artículos sobre "cómo conservar" la energía. Al igual que los ingenieros, sabemos que la energía realmente se conserva, pero lo que no se conserva es la *exergía*, la cual es el potencial de trabajo útil de la energía. Una vez desperdiciada la exergía, nunca se recupera. Cuando se usa energía (para calentar las casas, por ejemplo) no se destruye nada de energía, únicamente se convierte en una forma menos útil, una forma con menor exergía.

El potencial de trabajo útil de un sistema en el estado especificado se llama *exergía*, la cual es una propiedad y se asocia con el estado del sistema y de los alrededores. Un sistema que se encuentra en equilibrio con sus alrededores tiene exergía cero y se dice que está en el *estado muerto*. La exergía de calor suministrado por las fuentes de energía térmica es equivalente a la salida de trabajo de una máquina térmica de Carnot que opera entre la fuente y el ambiente.

El *trabajo reversible* W_{rev} se define como la cantidad máxima de trabajo útil que puede producirse (o el trabajo mínimo que debe suministrarse) cuando un sistema experimenta un proceso entre los estados inicial y final especificados. El trabajo reversible es la salida (o entrada) de trabajo útil obtenido cuando el proceso entre los estados inicial y final se ejecuta de una manera totalmente reversible. La diferencia entre el trabajo reversible W_{rev} y el útil W_u se debe a las irreversibilidades presentes durante el proceso y se denomina *irreversibilidad I*, la cual es equivalente a la *exergía destruida* y se expresa como

$$I = X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} = W_{\text{rev,sal}} - W_{u,\text{sal}} = W_{u,\text{ent}} - W_{\text{rev,ent}}$$

donde S_{gen} es la entropía generada durante el proceso. Para un proceso totalmente reversible, los términos de trabajo útil y reversible son idénticos, por lo tanto la destrucción de exergía es cero. La exergía destruida representa el potencial de trabajo perdido y también se llama *trabajo desperdiciado* o *trabajo perdido*.

La *eficiencia según la segunda ley* es una medida del desempeño de un dispositivo con relación a su desempeño en condiciones reversibles para los mismos estados inicial y final y está proporcionada por

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\eta_{\text{tér}}}{\eta_{\text{tér,rev}}} = \frac{W_u}{W_{\text{rev}}}$$

para máquinas térmicas y otros dispositivos productores de trabajo, y

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{rev}}} = \frac{W_{\text{rev}}}{W_u}$$

para refrigeradores, bombas de calor y otros dispositivos que consumen trabajo. En general, la eficiencia según la segunda ley se expresa como

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía gastada}} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\text{Exergía gastada}}$$

Las exergías de una masa fija (exergía de no flujo) y de una corriente de flujo se expresan como

$$\textit{Exergía de no flujo:}\quad \psi = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$
$$= (e - e_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0)$$

$$\textit{Exergía de flujo:}\quad \psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

Entonces, el *cambio de exergía* de una masa fija o de un flujo de fluido cuando experimenta un proceso de un estado 1 a un estado 2 está determinado por

$$\begin{aligned}\Delta X &= X_2 - X_1 = m(\phi_2 - \phi_1)\\ &= (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1)\\ &= (U_2 - U_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1)\\ &\quad + m\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + mg(z_2 - z_1)\end{aligned}$$

$$\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

La exergía puede transferirse debido al calor, trabajo y flujo másico, y la transferencia de exergía acompañada de transferencia de calor, trabajo y masa están dadas por

$$\textit{Transferencia de exergía por calor:}\quad X_{\text{calor}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q$$

Transferencia de exergía por trabajo:

$$X_{\text{trabajo}} = \begin{cases} W - W_{\text{alr}} & \text{(para trabajo de frontera)} \\ W & \text{(para otras formas de trabajo)} \end{cases}$$

Transferencia de exergía por masa: $X_{\text{masa}} = m\psi$

La exergía de un sistema aislado durante un proceso siempre decrece o, en el caso límite de un proceso reversible, permanece constante. Esto se conoce como el *principio de disminución de exergía* y se expresa como

$$\Delta X_{\text{aislado}} = (X_2 - X_1)_{\text{aislado}} \leq 0$$

El balance de exergía para *cualquier sistema* que experimenta *cualquier proceso* se expresa como

General:
$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía} \\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{\text{destruida}}}_{\substack{\text{Destrucción} \\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio} \\ \text{en exergía}}}$$

General, en forma de tasa:
$$\underbrace{\dot{X}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta} \\ \text{de exergía por calor,} \\ \text{trabajo y masa}}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{destruida}}}_{\substack{\text{Tasa de destrucción} \\ \text{de exergía}}} = \underbrace{dX_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio} \\ \text{en exergía}}}$$

General, por unidad de masa:
$$(x_{\text{ent}} - x_{\text{sal}}) - x_{\text{destruida}} = \Delta x_{\text{sistema}}$$

donde

$$\dot{X}_{\text{calor}} = (1 - T_0/T)\dot{Q}$$
$$\dot{X}_{\text{trabajo}} = \dot{W}_{\text{útil}}$$
$$\dot{X}_{\text{masa}} = \dot{m}\psi$$

Para un *proceso reversible*, el término de destrucción de exergía $X_{\text{destruida}}$ desaparece. Al tomar la dirección positiva de la transferencia de calor hacia el sistema, y la dirección positiva de la transferencia de trabajo desde el sistema, las relaciones generales de balance de exergía se pueden expresar más explícitamente como

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] + \sum_{\text{ent}} m\psi - \sum_{\text{sal}} m\psi - X_{\text{destruida}} = X_2 - X_1$$

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{VC}}}{dt}\right) + \sum_{\text{ent}} \dot{m}\psi - \sum_{\text{sal}} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{destruida}} = \frac{dX_{\text{VC}}}{dt}$$

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. J. E. Ahern, *The Exergy Method of Energy Systems Analysis*, Nueva York: John Wiley & Sons, 1980.
2. A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, 3a. ed., Nueva York, Wiley Interscience, 2006.
3. A. Bejan, *Entropy Generation through Heat and Fluid Flow*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1982.
4. Y. A. Çengel, "A Unified and Intuitive Approach to Teaching Thermodynamics", ASME International Congress and Exposition, Atlanta, Georgia, 17-22 de noviembre, 1996.

PROBLEMAS*

Exergía, irreversibilidad, trabajo reversible y eficiencia según la segunda ley

8-1C ¿Qué estado final maximiza la salida de trabajo de un dispositivo?

8-2C ¿Es diferente la exergía de un sistema en distintos ambientes?

8-3C ¿Cómo se diferencia el trabajo útil del trabajo real? ¿En qué tipo de sistemas son idénticos?

8-4C Considere un proceso sin irreversibilidades. ¿El trabajo útil real de este proceso será igual al trabajo reversible?

8-5C Considere dos pozos geotérmicos cuyos contenidos de energía se estiman iguales. ¿Las exergías de estos pozos serán necesariamente iguales? Explique.

8-6C Considere dos sistemas que están a la misma presión que el ambiente. El primer sistema está a la misma temperatura que el ambiente, mientras el segundo está a una temperatura menor que el ambiente. ¿Cómo compararía las exergías de estos dos sistemas?

8-7C ¿Cuál es la eficiencia de la segunda ley de la termodinámica? ¿En qué se distingue de la eficiencia definida con base en la primera ley?

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto, y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono ◉ son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

8-8C ¿Una planta de generación eléctrica que tiene una eficiencia térmica más alta, tiene necesariamente una eficiencia según la segunda ley también más alta que una planta con una eficiencia térmica menor? Explique.

8-9C ¿Un refrigerador que tiene un COP más alto tiene necesariamente una más alta eficiencia según la segunda ley que uno con un COP más bajo? Explique.

8-10C ¿Un proceso para el que el trabajo reversible es cero puede ser reversible? ¿Puede ser irreversible? Explique.

8-11C Considere un proceso durante el cual no se genera entropía ($S_{gen} = 0$). ¿La destrucción de exergía para este proceso tiene que ser cero?

8-12 Las necesidades de electricidad de una comunidad se deben satisfacer con molinos de viento con rotores de 40 m de diámetro. Los molinos de viento se van a colocar donde el viento sopla establemente a una velocidad promedio de 6 m/s. Determine el número mínimo de molinos de viento que se necesitan instalar si la producción necesaria de potencia es 1 500 kW.

8-13E Se genera vapor de agua saturado en una caldera convirtiendo un líquido saturado a un vapor saturado a 200 psia. Esto se hace transfiriendo calor de los gases de combustión, que están a 500 °F, al agua en los tubos de la caldera. Calcule el potencial de trabajo desperdiciado asociado con este proceso de transferencia térmica. ¿Cómo afecta el aumento de temperatura de los gases de combustión el potencial de trabajo de flujo de vapor? Tome $T_0 = 80$ °F y $P_0 = 14.7$ psia.
Respuesta: 66.8 Btu/lbm

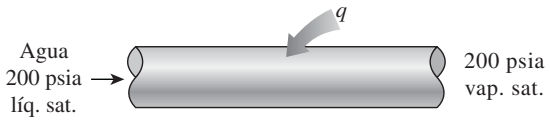


Figura P8-15E

8-14 Un método de satisfacer la demanda adicional de potencia en los periodos pico es bombear algo de agua de un gran cuerpo de agua (como un lago) a un depósito de agua a mayor elevación en los tiempos de baja demanda y generar electricidad en los tiempos de alta demanda dejando que esta agua baje y haga girar una turbina (es decir, convertir la energía eléctrica en energía potencial y luego nuevamente a energía eléctrica). Para una capacidad de almacenamiento de energía de 5×10^6 kWh, determine la cantidad mínima de agua que se necesita almacenar a una elevación promedio (relativa al nivel del suelo) de 75 m.
Respuesta: 2.45×10^{10} kg

8-15 ¿Qué porción de la energía térmica de 100 kJ a 650 K se puede convertir a trabajo útil? Suponga que el entorno está a 25 °C.

8-16 Una máquina térmica que recibe calor de un horno a 1 200 °C y rechaza calor de desecho a un río a 20 °C tiene una eficiencia térmica de 40 por ciento. Determine la eficiencia de la segunda ley de esta planta de potencia.

8-17 Considere un depósito de energía térmica a 1 500 K que puede suministrar calor a razón de 150 000 kJ/h. Determine la exergía de esta energía suministrada, suponiendo una temperatura ambiente de 25 °C.

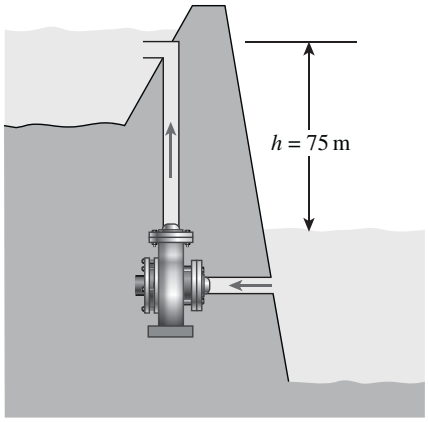


Figura P8-14

8-18 Una máquina térmica recibe calor de una fuente a 1 100 K a razón de 400 kJ/s, y rechaza calor de desecho a un ambiente a 320 K. La producción medida de potencia de la máquina térmica es de 120 kW, y la temperatura ambiente es de 25 °C. Determine *a*) la potencia reversible, *b*) la tasa de irreversibilidad y *c*) la eficiencia según la segunda ley de esta máquina térmica.
Respuestas: a) 284 kW, *b*) 164 kW, *c*) 42.3 por ciento

8-19 Reconsidere el problema 8-18. Usando software EES (u otro), estudie el efecto de reducir la temperatura a la que se rechaza el calor de desecho sobre la potencia reversible, la tasa de irreversibilidad y la eficiencia según segunda ley al variar la temperatura de rechazo de calor de 500 a 298 K, y grafique los resultados.

8-20E Una máquina térmica que rechaza calor de desecho a un sumidero a 510 R tiene una eficiencia térmica de 25 por ciento y una eficiencia según la segunda ley de 50 por ciento. Determine la temperatura de la fuente que suministra calor a esta máquina. *Respuesta:* 1 020 R

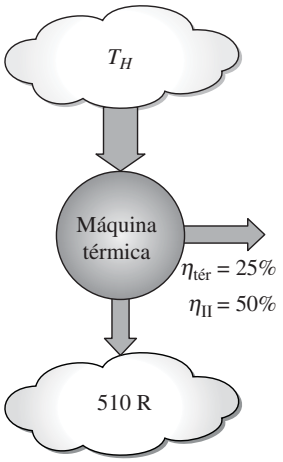


Figura P8-20E

8-21 Una casa que pierde calor a razón de 50 000 kJ/h cuando la temperatura exterior cae a 4 °C se va a calentar por calefactores de resistencia eléctrica. Si la casa se ha de mantener a 25 °C todo el tiempo, determine la entrada de trabajo reversible para este proceso y la irreversibilidad.
Respuestas: 0.978 kW, 12.91 kW

8-22E Un congelador se mantiene a 20 °F quitándole calor a razón de 75 Btu/min. La potencia consumida por el congelador es de 0.70 hp, y el aire del entorno está a 75 °F. Determine *a*) la potencia reversible, *b*) la irreversibilidad y *c*) la eficiencia según la segunda ley de este congelador.
Respuestas: a) 0.20 hp, *b*) 0.50 hp, *c*) 28.9 por ciento

8-23 Demuestre que la potencia que produce una turbina de viento es proporcional al cubo de la velocidad del viento y al cuadrado del diámetro de envergadura de las aspas.

Análisis de exergía de sistemas cerrados

8-24C ¿Puede un sistema tener una eficiencia según la segunda ley más alta que la eficiencia según la primera ley durante un proceso? Dé ejemplos.

8-25 Una masa de 8 kg de helio sufre un proceso desde un estado inicial de 3 m^3/kg y 15 °C hasta un estado final de 0.5 m^3/kg y 80 °C. Suponiendo que el entorno está a 25 °C y 100 kPa, determine el aumento en el potencial de trabajo útil del helio durante este proceso.

8-26E Se expande aire en un sistema adiabático cerrado, de 150 psia y 100 °F a 20 psia con una eficiencia isentrópica de expansión de 95 por ciento. ¿Cuál es la eficiencia según la segunda ley de esta expansión? Tome $T_0 = 77$ °F y $P_0 = 14.7$ psia.

8-27E ¿Cuál es un recurso más valioso para producción de trabajo en un sistema cerrado, 15 $pies^3$ de aire a 100 psia y 250 °F o 20 $pies^3$ de helio a 60 psia y 200 °F? Tome $T_0 = 77$ °F y $P_0 = 14.7$ psia.

8-28 ¿Cuál tiene la capacidad mayor para producir trabajo en un sistema cerrado, 1 kg de vapor de agua a 800 kPa y 180 °C o 1 kg de R-134a a 800 kPa y 180 °C? Tome $T_0 = 25$ °C y $P_0 = 100$ kPa. *Respuestas:* 623 kJ, 5.0 kJ

Figura P8-28

8-29 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 8 kg de refrigerante 134a a 0.7 MPa y 60 °C. El refrigerante se enfría ahora a presión constante hasta que existe como líquido a 20 °C. Si el entorno está a 100 kPa y 20 °C, determine *a*) la exergía del refrigerante en los estados inicial y final, y *b*) la exergía destruida durante el proceso.

8-30 El radiador de un sistema de calefacción a vapor tiene un volumen de 20 L y está lleno con vapor de agua sobrecalentado a 200 kPa y 200 °C. En este momento tanto la válvula de entrada como la de salida del radiador están cerradas. Después de un rato se observa que la temperatura del vapor desciende a 80 °C a consecuencia de la transferencia de calor al aire del recinto, que está a 21 °C. Suponiendo que los alrededores están a 0 °C, determine *a*) la cantidad de transferencia de calor al recinto y *b*) la cantidad máxima de calor que puede suministrarse al recinto si el calor del radiador es suministrado al motor de calor que está impulsando la bomba de calor. Suponga que el motor de calor opera entre el radiador y los alrededores. *Respuestas: a*) 30.3 kJ, *b*) 116 kJ

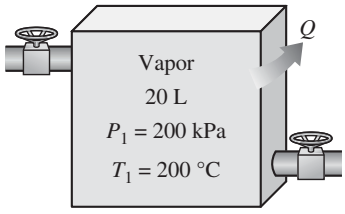


Figura P8-30

8.31 Reconsidere el problema 8-30 y, utilizando el software EES (u otro), investigue el efecto de la temperatura final del vapor en el radiador sobre la cantidad de la transferencia de calor real y la cantidad máxima de calor que se puede transferir. Varíe la temperatura final del vapor de 80 a 21 °C y grafique el calor máximo y real transferido al recinto en función de la temperatura final de vapor.

8-32E Un recipiente rígido bien aislado contiene 6 lbm de vapor húmedo de agua a 35 psia. Inicialmente, tres cuartas partes de la masa están en fase líquida. Un calentador eléctrico de resistencia colocado en el recipiente se enciende y se mantiene encendido hasta que todo el líquido en el recipiente se vaporiza. Suponiendo que el entorno está a 75 °F y 14.7 psia, determine *a*) la destrucción de exergía y *b*) la eficiencia según la segunda ley para este proceso.

8-33 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene 8 L de agua líquida saturada a presión constante de 120 kPa. Un calentador eléctrico de resistencia dentro del cilindro se enciende y realiza un trabajo eléctrico sobre el agua en la cantidad de 1 400 kJ. Suponiendo que el entorno esté a 25 °C y 100 kPa, determine *a*) el trabajo mínimo con el que podría realizarse este proceso y *b*) la exergía destruida durante este proceso. *Respuestas: a*) 278 kJ, *b*) 1 104 kJ

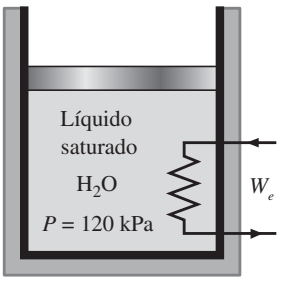


Figura P8-33

8-34 Reconsidere el problema 8-33. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la cantidad de trabajo eléctrico suministrado al dispositivo sobre el trabajo mínimo y la exergía que se destruye, al variar el trabajo eléctrico de 0 a 2 000 kJ, y grafique sus resultados.

8-35 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene 0.03 m^3 de vapor saturado de refrigerante 134a a una presión de 0.6 MPa. El refrigerante se deja expandir ahora de manera reversible, hasta que la presión cae a 0.16 MPa. Determine el cambio en la exergía del refrigerante durante este proceso y el trabajo reversible. Suponga que el entorno está a 25 °C y 100 kPa.

8-36E Se comprime gas oxígeno en un dispositivo de cilindro-émbolo, de un estado inicial de 12 $pies^3$/lbm y 75 °F a un estado final de 1.5 $pies^3$/lbm y 525 °F. Determine la entrada de trabajo reversible y el aumento en la exergía del oxígeno durante este proceso. Suponga que el entorno está a 14.7 psia y 75 °F. *Respuestas:* 60.7 Btu/lbm, 60.7 Btu/lbm

8-37 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente 2 L de aire a 100 kPa y 25 °C. El aire se comprime ahora a un estado final de 600 kPa y 150 °C. La entrada de trabajo útil es de 1.2 kJ. Suponiendo que el entorno está a 100 kPa y 25 °C, determine *a*) la exergía del aire en los estados inicial y final; *b*) el trabajo mínimo que se debe suministrar para llevar a cabo el proceso de compresión, y *c*) la eficiencia según la segunda ley de este proceso.
Respuestas: a) 0, 0.171 kJ; *b*) 0.171 kJ, *c*) 14.3 por ciento

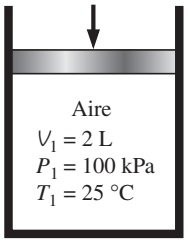


Figura P8-37

8-38 Un recipiente rígido aislado de 0.8 m^3 contiene 1.54 kg de bióxido de carbono a 100 kPa. Ahora se realiza sobre el sistema trabajo de rueda de paletas hasta que la presión en el recipiente sube a 135 kPa. Determine *a*) el trabajo real de rueda de paletas realizado durante este proceso y *b*) el trabajo mínimo de rueda de paletas con el cual se puede realizar este proceso (entre los dos mismos estados inicial y final). Tome $T_0 = 298$ K. *Respuestas: a*) 101 kJ; *b*) 7.18 kJ

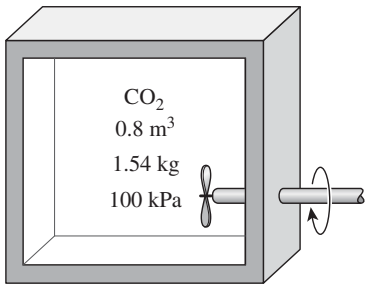


Figura P8-38

8-39 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene inicialmente 20 L de aire a 140 kPa y 27 °C. Ahora se calienta aire durante 10 minutos mediante un calentador de resistencia de 100 W colocado dentro del cilindro. La presión del aire se mantiene constante durante este proceso, y el entorno está a 27 °C y 100 kPa. Determine la exergía destruida durante este proceso. *Respuesta:* 19.9 kJ

8-40 Un recipiente rígido aislado está dividido en dos partes iguales por una mampara. Inicialmente, una parte contiene 3 kg de gas argón a 300 kPa y 70 °C, y el otro lado está al vacío. Ahora se quita la mampara y el gas llena todo el recipiente. Suponiendo que el entorno está a 25 °C, determine la exergía destruida durante este proceso.
Respuesta: 129 kJ

8-41E Un bloque de cobre de 70 lbm que está inicialmente a 220 °F se introduce a un recipiente aislado que contiene 1.2 $pies^3$ de agua a 65 °F. Determine *a*) la temperatura final de equilibrio y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante el proceso. Suponga que el entorno está a 65 °F.

8-42 Un bloque de hierro de masa desconocida a 85 °C se introduce a un recipiente aislado que contiene 100 L de agua a 20 °C. Al mismo tiempo se activa una rueda de paletas accionada por un motor de 200 W, para agitar el agua. Se observa que se establece el equilibrio térmico después de 20 min, con una temperatura final de 24 °C. Suponiendo que el entorno está a 20 °C, determine *a*) la masa del bloque de hierro y *b*) la exergía destruida durante este proceso.
Respuestas: a) 52.0 kg, *b*) 375 kJ

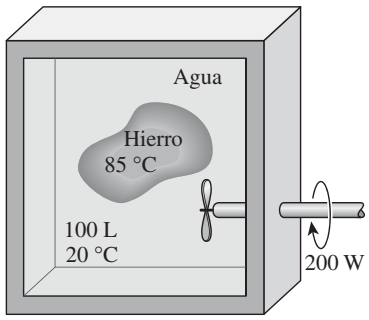


Figura P8-42

8-43E Un recipiente rígido de 12 $pies^3$ contiene refrigerante 134a a 30 psia y calidad de 55 por ciento. Ahora se transfiere calor al refrigerante desde una fuente a 120 °F hasta que la presión se eleva a 50 psia. Suponiendo que el entorno está a 75 °F, determine *a*) la cantidad de calor transferido entre la fuente y el refrigerante, y *b*) la exergía destruida durante este proceso.

8-44 Ruedas de acero inoxidable ($\rho = 8\,085$ kg/m^3 y $c_p = 0.480$ kJ/kg · °C) con un diámetro de 1.2 cm se templarán en agua a razón de 1 400 por minuto. Las ruedas se dejan en el horno a una temperatura uniforme de 900 °C y se exponen durante un momento al aire que está a 30 °C antes de sumergirlas en el agua. Si la temperatura de las ruedas desciende a 850 °C antes de templarlas, determine *a*) la razón de transferencia de calor de las ruedas al aire y *b*) la razón de destruc-

ción exergética debida a la pérdida de calor de las ruedas al aire.

8-45 Un huevo ordinario puede aproximarse como una esfera de 5.5 cm de diámetro. En un inicio el huevo está a una temperatura uniforme de 8 °C y se sumerge en agua hirviendo a 97 °C. Considere que las propiedades del huevo son $\rho = 1\,020$ kg/m^3 y $c_p = 3.32$ kJ/kg × °C; determine cuánto calor se transfiere al huevo para cuando su temperatura promedio se eleva a 70 °C y la cantidad de destrucción exergética asociada con este proceso de transferencia de calor. Sea $T_0 = 25$ °C.

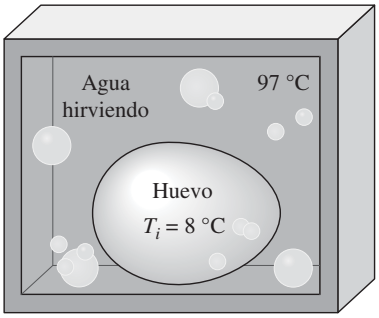


Figura P8-45

8-46 Se están enfriando pollos, con masa promedio de 1.6 kg y calor específico promedio de 3.54 kJ/kg · °C, mediante agua fría que entra a un enfriador de inmersión de flujo continuo a 0.5 °C y sale a 2.5 °C. Los pollos se echan en el enfriador a una temperatura uniforme de 15 °C, a razón de 700 pollos por hora, y se enfrían a una temperatura promedio de 3 °C antes de sacarlos. El enfriador gana calor del entorno a razón de 400 kJ/h. Determine *a*) la tasa de remoción de calor de los pollos, en kW, y *b*) la tasa de destrucción de exergía durante el proceso de enfriamiento. Considere $T_0 = 25$ °C.

8-47 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente 1.4 kg de refrigerante 134a a 100 kPa y 20 °C. Ahora se transfiere calor de 150 °C desde una fuente al refrigerante, y el émbolo, que descansa en un conjunto de topes, se comienza a mover cuando la presión interior llega a 120 kPa. La transferencia de calor continúa hasta que la temperatura llega a 80 °C. Suponiendo que el entorno está a 25 °C y 100 kPa, determine *a*) el trabajo realizado, *b*) la transferencia de calor, *c*) la exergía destruida y *d*) la eficiencia según la segunda ley de este proceso.

Respuestas: a) 0.497 kJ, *b*) 67.9 kJ, *c*) 14.8 kJ y *d*) 26.2 por ciento

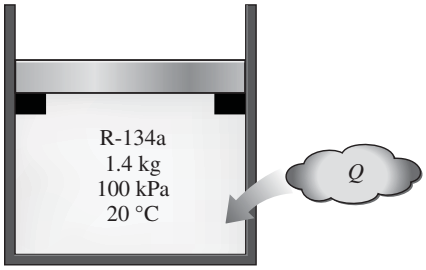


Figura P8-47

Análisis de exergía de volúmenes de control

8-48 Refrigerante 134a a 1 MPa y 100 °C es sometido a un proceso de estrangulación a una presión de 0.8 MPa. Determine el trabajo reversible y la exergía destruida durante este proceso. Suponga que el entorno está a 30 °C.

8-49 Reconsidere el problema 8-48 y, utilizando el software EES (u otro), investigue el efecto de la temperatura de la presión de salida sobre el trabajo reversible y la destrucción exergética. Varíe la presión de salida del estrangulador de 1 a 0.1 MPa y grafique el trabajo reversible y la exergía destruida en función de la presión de salida. Analice los resultados.

8-50 Se expande helio en una turbina de 1 500 kPa y 300 °C a 100 kPa y 25 °C. Determine el trabajo máximo que puede producir esta turbina, en kJ/kg. ¿El trabajo máximo necesita una turbina adiabática?

8-51 Un compresor de 8 kW comprime aire, de una manera estacionaria, de 100 kPa y 17 °C a 600 kPa y 167 °C, a razón de 2.1 kg/min. Despreciando los cambios en energías cinética y potencial, determine *a*) el aumento en la exergía del aire y *b*) la tasa de destrucción de exergía durante este proceso. Suponga que el entorno está a 17 °C.

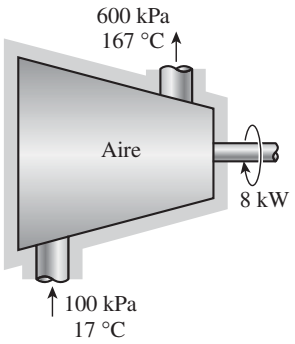


Figura P8-51

8-52 Reconsidere el problema 8-51. Usando software EES (u otro), resuelva el problema y además determine la transferencia real de calor, si la hay, y su sentido, el mínimo suministro de potencia (la potencia reversible) y la eficiencia según segunda ley del compresor. Luego interprete los resultados cuando la temperatura de salida se establece, por ejemplo, igual a 300 °C. Explique los valores de la transferencia de calor, la exergía destruida y la eficiencia cuando la temperatura de salida se establece igual a 209.31 °C y el flujo másico, a 2.466 kg/min.

8-53 Entra aire, de una manera estacionaria, a una tobera a 200 kPa y 65 °C con una velocidad de 35 m/s, y sale a 95 kPa y 240 m/s. La pérdida de calor de la tobera al entorno a 17 °C se estima en 3 kJ/kg. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la exergía destruida durante este proceso.

Respuestas: a) 34 °C, *b*) 36.9 kJ/kg

8-54 Reconsidere el problema 8-53. Usando software EES (u otro), estudie el efecto de variar la velocidad de salida de la tobera de 100 a 300 m/s tanto sobre la temperatura de salida como sobre la exergía destruida, y grafique los resultados.

8-55 Entra vapor de agua a un difusor a 10 kPa y 60 °C con una velocidad de 375 m/s y sale como vapor saturado a 50 °C y 70 m/s. El área de salida del difusor es de 3 m^2. Determine *a*) el flujo másico del vapor y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso. Suponga que el entorno está a 25 °C.

8-56E Un compresor comprime, de una manera estacionaria, aire de 14.7 psia y 60 °F a 100 psia y 480 °F a razón de 22 lbm/min. Suponiendo que el entorno está a 60 °F, determine el suministro mínimo de potencia al compresor. Suponga que el aire es un gas ideal con calores específicos variables, y desprecie los cambios en energías cinética y potencial.

8-57 Gas argón entra a un compresor adiabático a 120 kPa y 30 °C a una velocidad de 20 m/s y sale de él a 1.2 MPa, 530 °C y 80 m/s. El área de entrada del compresor es de 130 cm^2. Suponiendo que los alrededores están a 25 °C, determine la potencia de entrada reversible y la exergía destruida.
Respuestas: 126 kW, 4.12 kW

8-58 Entra vapor de agua a una turbina adiabática a 6 MPa, 600 °C y 80 m/s, y sale a 50 kPa, 100 °C y 140 m/s. Si la producción de potencia de la turbina es de 5 MW, determine *a*) la producción de potencia reversible y *b*) la eficiencia de la turbina según la segunda ley. Suponga que el entorno está a 25 °C. *Respuestas: a*) 5.81 MW, *b*) 86.1 por ciento

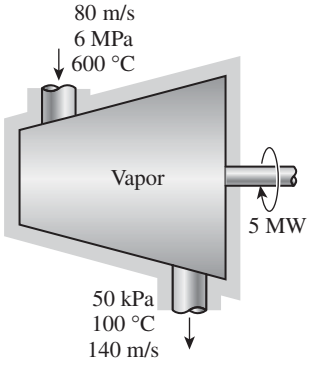


Figura P8-58

8-59 Se estrangula vapor de agua de 7 MPa y 500 °C a una presión de 1 MPa. Determine la disminución en exergía del vapor durante este proceso. Suponga que el entorno está a 25 °C. *Respuesta:* 261 kJ/kg

8-60 Entra dióxido de carbono a un compresor a 100 kPa y 300 K a razón de 0.2 kg/s y sale a 600 kPa y 450 K. Determine el suministro de potencia al compresor si el proceso no tiene irreversibilidades. Suponga que el entorno está a 25 °C.
Respuesta: 25.5 kW.

8-61 Entran gases de combustión a una turbina de gas a 900 °C, 800 kPa y 100 m/s, y salen a 650 °C, 400 kPa y 220 m/s. Tomando c_p = 1.15 kJ/kg · °C y k = 1.3 para los gases de combustión, determine *a*) la exergía de los gases de combustión a la entrada de la turbina y *b*) la producción de trabajo de la turbina bajo condiciones reversibles. Suponga que el entorno está a 25 °C y 100 kPa. ¿Puede esta turbina ser adiabática?

8-62 Entra refrigerante 134a a un compresor adiabático a –30 °C como vapor saturado, a razón de 0.45 m^3/min, y sale a 900 kPa y 55 °C. Determine *a*) el suministro de potencia al compresor, *b*) la eficiencia isentrópica del compresor, y *c*) la tasa de destrucción de exergía y la eficiencia del compresor según la segunda ley. Considere T_0 = 27 °C. *Respuestas: a*) 1.92 kW, *b*) 85.3 por ciento, *c*) 0.261 kW, 86.4 por ciento

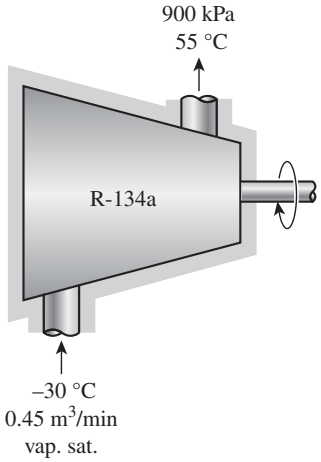


Figura P8-62

8-63 Se condensa refrigerante 134a en un sistema de refrigeración rechazando calor al aire ambiente a 25 °C. El 134a entra al condensador a 700 kPa y 50 °C, a razón de 0.05 kg/s, y sale a la misma presión como líquido saturado. Determine *a*) la tasa de rechazo de calor en el condensador, *b*) el COP de este ciclo de refrigeración si la carga de enfriamiento en estas condiciones es de 6 kW, y *c*) la tasa de destrucción de exergía en el condensador.

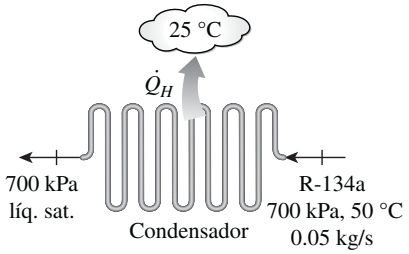


Figura P8-63

8-64 Por la sección del evaporador de un acondicionador de aire de ventana entra aire a 100 kPa y 27 °C con una razón de flujo volumétrico de 6 m^3/min. Por el evaporador entra refrigerante 134a a 120 kPa con una calidad de 0.3 a razón de 2 kg/min y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine la temperatura de salida del aire y la destrucción exergética de este proceso, suponiendo que *a*) las superficies externas del acondicionador de aire están aisladas y *b*) el calor

transferido al evaporador del acondicionador de aire proviene del medio circundante a 32 °C y a razón de 30 kJ/min.

8-65E Refrigerante 22 absorbe calor de un espacio enfriado a 50 °F cuando fluye por un evaporador de un sistema de refrigeración. El R-22 entra al evaporador a 10 °F, a razón de 0.08 lbm/s, con una calidad de 0.3, y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine *a*) la tasa de enfriamiento proporcionada en Btu/h, *b*) la tasa de destrucción de exergía en el evaporador y *c*) la eficiencia del evaporador según la segunda ley. Considere $T_0 = 77$ °F. Las propiedades del R-22 a la entrada y a la salida del evaporador son $h_1 = 107.5$ Btu/lbm, $s_1 = 0.2851$ Btu/lbm · R, $h_2 = 172.1$ Btu/lbm, $s_2 = 0.4225$ Btu/lbm · R.

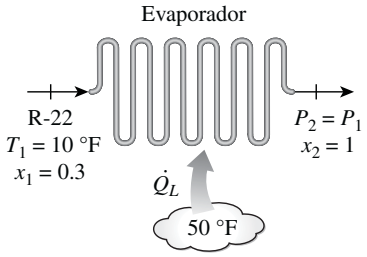


Figura P8-65E

8-66 ¿Cuánta exergía se pierde en un recipiente rígido lleno con 1 kg de R-134a líquido cuya temperatura permanece constante a 24 °C, al liberar vapor de R-134a del recipiente? Este recipiente puede intercambiar calor con la atmósfera circundante, que está a 100 kPa y 24 °C. El vapor se libera hasta que desaparece lo último del líquido dentro del recipiente.

8-67E Un contenedor adiabático de 40 pies^3 está inicialmente al vacío. La línea de suministro contiene aire que se mantiene a 150 psia y 90 °F. La válvula se abre hasta que la presión en el contenedor es igual a la presión en la línea de suministro. Determine el potencial de trabajo del aire en este contenedor cuando se llena. Tome $T_0 = 80$ °F.

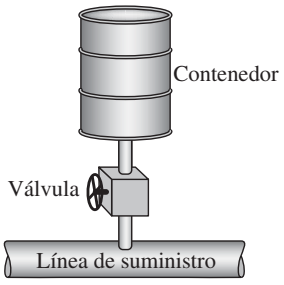


Figura P8-67E

8-68E ¿Cuál es el potencial de trabajo del aire en el contenedor lleno del problema anterior si se llena de tal manera que no solamente la presión final, sino también la temperatura final son iguales a la presión y temperatura en la línea de suministro? La temperatura del entorno es de 80 °F. Observe que el contenedor no puede ser adiabático en este caso, y puede intercambiar calor con el medio ambiente.
Respuesta: 1 110 Btu

8-69 Se expande vapor de agua, de una manera estacionaria, en una turbina a razón de 18 000 kg/h, entrando a 7 MPa y 600 °C, y saliendo a 50 kPa como vapor saturado. Suponiendo que el entorno está a 100 kPa y 25 °C, determine *a*) el potencial de producir potencia del vapor en las condiciones de entrada y *b*) la producción de potencia de la turbina si no hubiera irreversibilidades presentes.
Respuestas: a) 7 710 kW, *b*) 5 775 kW

8-70E Entra aire a un compresor en condiciones ambientes de 15 psia y 60 °F, con una baja velocidad, y sale a 150 psia, 620 °F y 350 pies/s. El compresor se enfría por el aire ambiente a 60 °F, a razón de 1 500 Btu/min. El suministro de potencia en el compresor es de 400 hp. Determine *a*) el flujo másico de aire y *b*) la porción del suministro de potencia que se usa sólo para superar las irreversibilidades.

8-71 Entran gases calientes de combustión a la tobera de un motor turbojet a 230 kPa, 627 °C y 60 m/s, y salen a 70 kPa y 450 °C. Suponiendo que la tobera es adiabática y que el entorno está a 20 °C, determine *a*) la velocidad de salida y *b*) la disminución en la exergía de los gases. Tome $k = 1.3$ y $c_p = 1.15$ kJ/kg · °C para los gases de combustión.

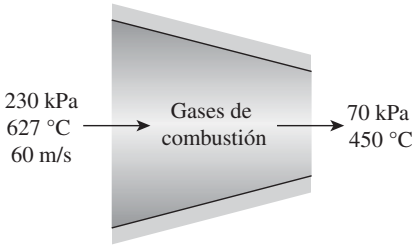


Figura P8-71

8-72 Usualmente el vapor de agua se acelera en la tobera de una turbina antes de impactar a los álabes de la turbina. El vapor de agua entra a una tobera adiabática a 7 MPa y 500 °C, con una velocidad de 70 m/s, y sale a 5 MPa y 450 °C. Suponiendo que el entorno está a 25 °C, determine *a*) la velocidad de salida del vapor, *b*) la eficiencia isentrópica y *c*) la exergía destruida dentro de la tobera.

8-73 Aire ambiente a 100 kPa y 300 K se comprime isentrópicamente en un dispositivo de flujo estacionario hasta 0.8 MPa. Determine *a*) el suministro de trabajo al compresor, *b*) la exergía del aire a la salida del compresor y *c*) la exergía del aire comprimido después de que se ha enfriado a 300 K a una presión de 0.8 MPa.

8-74 Un recipiente rígido de 0.6 m^3 se llena con agua líquida saturada a 170 °C. Ahora se abre una válvula en el fondo del recipiente y se saca la mitad de la masa total del recipiente en fase líquida. Se transfiere calor al agua desde una fuente a 210 °C, de modo que la temperatura en el recipiente permanece constante. Determine *a*) la cantidad de transferencia de calor y *b*) el trabajo reversible y la destrucción de exergía para este proceso. Suponga que el entorno está a 25 °C y 100 kPa.
Respuestas: a) 2 545 kJ, *b*) 141.2 kJ, 141.2 kJ

8-75 Un tanque rígido de 0.1 m^3 contiene refrigerante saturado 134a a 800 kPa. En un inicio, 30 por ciento del volumen es

ocupado por líquido y el resto por vapor. Se abre una válvula en la parte inferior del tanque, de donde sale líquido del interior del tanque. Se transfiere calor al refrigerante proveniente de una fuente a 60 °C, de manera que la presión dentro del tanque permanece constante. La válvula se cierra cuando no queda líquido en el tanque y el vapor comienza a salir. Considerando que los alrededores están a 25 °C, determine *a*) la masa final en el tanque y *b*) el trabajo reversible asociado con este proceso. *Respuestas: a*) 3.90 kg, *b*) 16.9 kJ

8-76E Un recipiente rígido aislado de 260 pies^3 contiene aire a 40 psia y 180 °F. Se abre una válvula conectada al recipiente y se permite que escape aire hasta que la presión interior cae a 20 psia. La temperatura del aire durante este proceso se mantiene constante mediante un calentador eléctrico de resistencia colocado en el recipiente. Determine *a*) el trabajo eléctrico realizado durante este proceso y *b*) la destrucción de exergía. Suponga que el entorno está a 70 °F.
Respuestas: a) 962 Btu, *b*) 782 Btu

8-77 Un dispositivo vertical de cilindro-émbolo contiene inicialmente 0.12 m^3 de helio a 20 °C. La masa del émbolo es tal que mantiene una presión interior constante de 200 kPa. Se abre ahora una válvula y se permite que escape helio hasta que el volumen interior del cilindro disminuye a la mitad. Hay transferencia de calor entre el helio y su entorno a 20 °C y 95 kPa, de modo que la temperatura del helio en el cilindro permanece constante. Determine *a*) el potencial de trabajo máximo del helio en el estado inicial, y *b*) la exergía destruida durante este proceso.

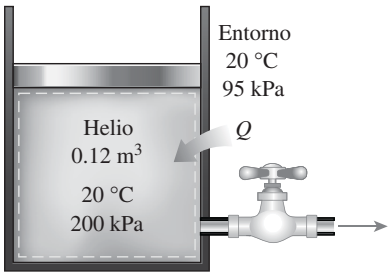


Figura P8-77

8-78 Un dispositivo vertical aislado de cilindro-émbolo contiene inicialmente 15 kg de agua, de los cuales 13 kg están en fase de vapor. La masa del émbolo es tal que mantiene una presión constante de 300 kPa dentro del cilindro. Ahora se permite que entre vapor a 2 MPa y 400 °C al cilindro desde una línea de suministro hasta que todo el líquido en el cilindro esté vaporizado. Suponiendo que el entorno esté a 25 °C y 100 kPa, determine *a*) la cantidad de vapor que ha entrado y *b*) la exergía destruida durante este proceso.
Respuestas: a) 8.27 kg, *b*) 2 832 kJ

8-79 Considere una familia de cuatro de la que cada miembro toma una ducha de seis minutos cada mañana. El flujo promedio a través de la regadera es de 10 L/min. El agua municipal a 15 °C se calienta a 55 °C en un calentador eléctrico de agua y se templa a 42 °C mediante agua fría mezclándose con ella en la unión de tuberías de forma de una T antes de dirigirse a la regadera. Determine la cantidad de exergía que esta familia destruye por año como resultado de sus duchas diarias. Tome $T_0 = 25$ °C.

8-80 Agua fría ($c_p = 4.18$ kJ/kg × °C) que desemboca en una regadera entra por intercambiador de calor en contraflujo, bien aislado, de paredes delgadas y doble tubería a 15 °C a razón de 0.25 kg/s y es calentada a 45 °C mediante agua caliente ($c_p = 4.19$ kJ/kg × °C) que entra a 100 °C a razón de 3 kg/s. Determine *a*) la razón de la transferencia de calor y *b*) la razón de destrucción exergética en el intercambiador de calor. Sea $T_0 = 25$ °C.

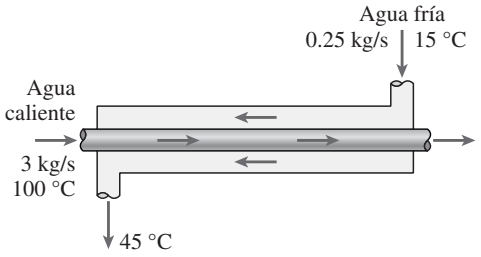


Figura P8-80

8-81 Aire exterior ($c_p = 1.005$ kJ/kg · °C) se va a precalentar mediante gases calientes de escape en un intercambiador de calor de flujo cruzado antes de que entre al horno. El aire entra al intercambiador de calor a 101 kPa y 30 °C a razón de 0.5 m^3/s. Los gases de combustión ($c_p = 1.10$ kJ/kg · °C) entran a 350 °C a razón de 0.85 kg/s y salen a 260 °C. Determine la tasa de transferencia de calor al aire y la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor.

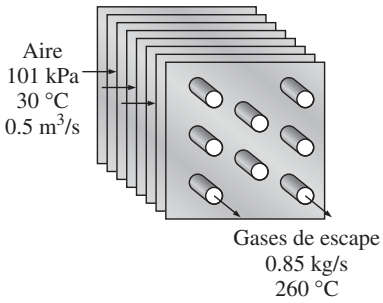


Figura P8-81

8-82E Se debe condensar vapor de agua en el lado de coraza de un intercambiador de calor a 120 °F. El agua de enfriamiento entra a los tubos a 60 °F a razón de 115.3 lbm/s y sale a 73 °F. Suponiendo que el intercambiador de calor está bien aislado, determine *a*) la tasa de transferencia de calor en el intercambiador de calor y *b*) la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor. Tome $T_0 = 77$ °F.

8-83 Entra aire a un compresor a condiciones ambientes de 100 kPa y 20 °C a razón de 4.5 m^3/s con baja velocidad, y sale a 900 kPa, 60 °C y 80 m/s. El compresor se enfría por agua de enfriamiento que sufre un aumento de temperatura de 10 °C. La eficiencia isotérmica del compresor es 70 por ciento. Determine *a*) los suministros de potencia real y reversible, *b*) la eficiencia según la segunda ley y *c*) el flujo másico del agua de enfriamiento.

8-84E Vapor de agua caliente a 160 °F entra por una cámara de mezcla adiabática con una razón de flujo másico de 4 lbm/s, donde es mezclado con una corriente de agua fría a 70 °F. Si la mezcla sale de la cámara a 110 °F, determine *a*) la razón de flujo másico del agua fría y *b*) la exergía destruida durante este proceso de mezclado adiabático. Suponga que todas las corrientes están a una presión de 50 psia y los alrededores están a 75 °F. *Respuestas: a*) 5.0 lbm, *b*) 14.6 Btu/s

8-85 Agua líquida a 20 °C se calienta en una cámara mezclándola con vapor saturado de agua. El agua líquida entra a la cámara a la presión del vapor saturado, a razón de 4.6 kg/s, y el vapor saturado entra a razón de 0.19kg/s. La mezcla sale de la cámara mezcladora como líquido a 45 °C. Si el entorno está a 20 °C, determine *a*) la temperatura del vapor saturado que entra a la cámara, *b*) la destrucción de exergía durante este proceso de mezclado, y *c*) la eficiencia según la segunda ley de la cámara mezcladora.
Respuestas: a) 129.2 °C, *b*) 105 kW, *c*) 15.8 por ciento

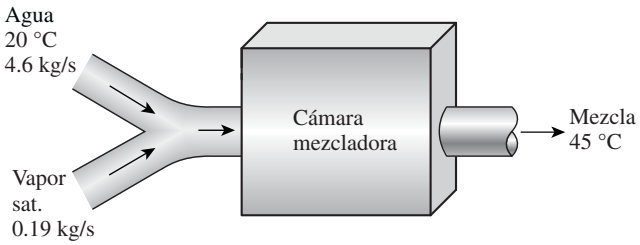


Figura P8-85

Problemas de repaso

8-86E Un refrigerador tiene una eficiencia según la segunda ley de 28 por ciento, y retira calor del espacio refrigerado a razón de 800 Btu/min. Si el espacio se mantiene a 25 °F mientras la temperatura del aire circundante es de 90 °F, determine el suministro de potencia al refrigerador.

8-87 Se expande adiabáticamente refrigerante 134a en una válvula de expansión, de 700 kPa y 25 °C a 160 kPa. Para condiciones ambientales de 100 kPa y 20 °C, determine *a*) el potencial de trabajo del R-134a a la entrada, *b*) la destrucción de exergía durante el proceso y *c*) la eficiencia según la segunda ley.

8-88 Entra vapor de agua a una tobera adiabática a 3.5 MPa y 300 °C con una velocidad baja, y sale a 1.6 MPa y 250 °C a razón de 0.4 kg/s. Si el estado ambiente es de 100 kPa y 18 °C, determine *a*) la velocidad de salida, *b*) la tasa de destrucción de exergía y *c*) la eficiencia según la segunda ley.

8-89 Se condensa vapor de agua en un sistema cerrado, a una presión constante de 75 kPa, de vapor saturado a un líquido saturado rechazando calor a un depósito de energía térmica a 37 °C. Determine la eficiencia según la segunda ley de este proceso. Tome $T_0 = 25$ °C y $P_0 = 100$ kPa.

8-90 Se convierte refrigerante 134a de líquido saturado a vapor saturado en un sistema cerrado, usando un proceso reversible a presión constante de transferencia de calor de un depósito térmico a 6 °C. Desde el punto de vista de la segunda ley, ¿es más eficaz hacer este cambio de fase a 100 kPa o a 180 kPa? Tome $T_0 = 25$ °C y $P_0 = 100$ kPa.

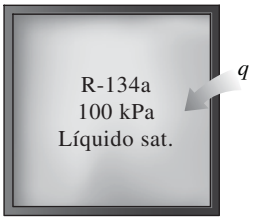


Figura P8-90

8-91 Un intercambiador de calor adiabático va a enfriar etilenglicol ($c_p = 2.26$ kJ/kg × °C), que fluye a razón de 2 kg/s, de 80 a 40 °C mediante agua ($c_p = 4.18$ kJ/kg × °C) que entra a 20 °C y sale a 55 °C. Determine *a*) la razón de la transferencia de calor y *b*) la razón de destrucción exergética en el intercambiador de calor.

8-92 Un intercambiador de calor en contraflujo, bien aislado y de paredes delgadas se utilizará para enfriar aceite ($c_p = 2.20$ kJ/kg × °C) de 150 a 40 °C a razón de 2 kg/s mediante agua ($c_p = 4.18$ kJ/kg × °C) que entra a 22 °C a razón de 1.5 kg/s. El diámetro de la tubería es de 2.5 cm y su longitud es de 6 m. Determine *a*) la razón de transferencia de calor y *b*) la razón de destrucción exergética en el intercambiador de calor.

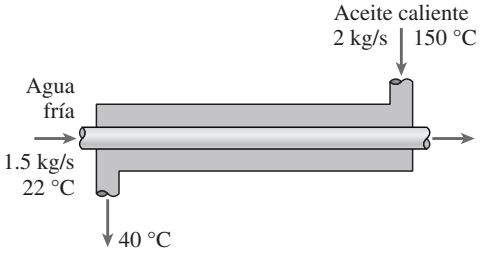


Figura P8-92

8-93 Los gases calientes de escape de un motor de combustión interna, que salen a 400 °C y 150 kPa a razón de 0.8 kg/s, se van a usar para producir vapor de agua saturado a 200 °C en un intercambiador de calor aislado. El agua entra al intercambiador de calor a temperatura ambiente a 20 °C, y los gases de escape salen del intercambiador de calor a 350 °C. Determine *a*) la razón de producción de vapor, *b*) la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor y *c*) la eficiencia según la segunda ley del intercambiador de calor.

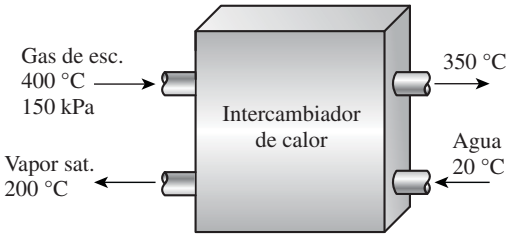


Figura P8-93

8-94 Un lago en un cráter tiene un área de base de 20 000 m^2, y la profundidad del agua que contiene es de 12 m. El suelo que rodea al cráter es casi plano y está 140 m debajo de la base del lago. Determine la cantidad máxima de trabajo eléctrico, en kWh, que se puede generar suministrando esta agua a una planta hidroeléctrica.
Respuesta: 95 500 kWh

8-95 Las superficies interna y externa de un muro de ladrillos de 5 m × 6 m de espesor se mantienen a temperaturas de 20 °C y 5 °C, respectivamente, y la razón de transferencia a través del muro es de 900 W. Determine la razón de destrucción exergética asociada a este proceso. Sea T_0 = 0 °C.

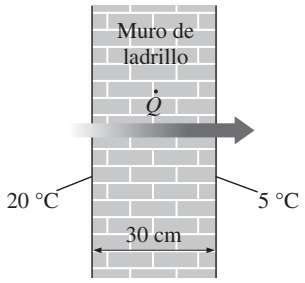


Figura P8-95

8-96 Se deja una plancha de 1 000 W sobre una mesa de planchar con su base expuesta al aire a 20 °C. Si la temperatura de la base de la plancha es de 150 °C, determine la razón de destrucción exergética para este proceso debido a la transferencia de calor, en operación constante.

8-97 Un elemento calentador eléctrico de resistencia, de 1 500 W de potencia y 30 cm de longitud, con diámetro de 1.2 cm, se sumerge en 70 kg de agua que está inicialmente a 20 °C. Suponiendo que el contenedor de agua está bien aislado, determine cuánto tiempo tardará este calentador en elevar la temperatura del agua a 80 °C. Determine también el suministro mínimo de trabajo necesario y la destrucción de exergía para este proceso, en kJ. Tome T_0 = 20 °C.

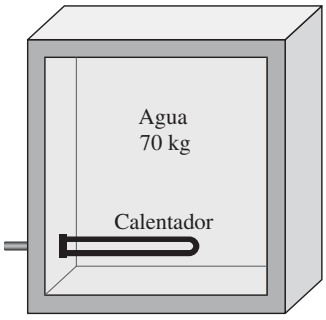


Figura P8-97

8-98 Una tobera adiabática maneja vapor de agua que entra a 300 kPa, 150 °C y 45 m/s y sale como vapor saturado a 150 kPa. Calcule la velocidad de salida real y la máxima. Tome T_0 = 25 °C. *Respuestas:* 372 m/s, 473 m/s

8-99E Una turbina de vapor está equipada para que se extraiga 6 por ciento del vapor de entrada para calentamiento del agua de alimentación. Se opera con vapor a 500 psia y 600 °F a la entrada, una presión de extracción de 100 psia y una presión de escape de 5 psia. La eficiencia de la turbina entre los puntos de entrada y extracción es de 97 por ciento, y la eficiencia entre el punto de extracción y el de escape es de 95 por ciento. Calcule la eficiencia según la segunda ley de esta turbina. Considere T_0 = 77 °F.

8-100 Para controlar una turbina isentrópica de vapor de agua, se coloca una válvula de estrangulación en la línea de vapor que va a la entrada de la turbina. Se suministra vapor a 6 MPa y 600 °C a la entrada de la válvula, y la presión de escape de la turbina se ajusta a 40 kPa. ¿Cuál es el efecto sobre la exergía del flujo a la entrada de la turbina cuando la válvula de estrangulación está parcialmente cerrada de manera que la presión a la entrada de la turbina sea de 2 MPa? Compare la eficiencia según la segunda ley del sistema cuando la válvula está parcialmente abierta y cuando está totalmente abierta. Tome T_0 = 25 °C.

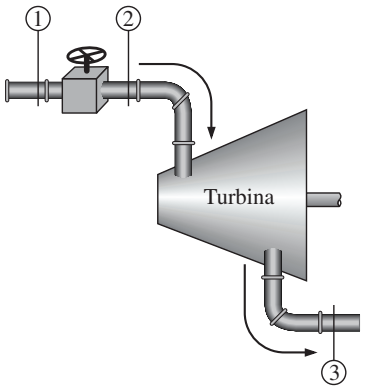


Figura P8-100

8-101 Dos recipientes rígidos están conectados por una válvula. El tanque *A* está aislado y contiene 0.2 m^3 de vapor de agua a 400 kPa y 80 por ciento de calidad. El recipiente *B* no está aislado y contiene 3 kg de vapor de agua a 200 kPa y 250 °C. La válvula se abre ahora, y el vapor fluye del recipiente *A* al *B* hasta que la presión en el recipiente *A* cae a 300 kPa. Durante este proceso se transfieren 900 kJ de calor del recipiente *B* al entorno a 0 °C. Suponiendo que el vapor que queda dentro del recipiente *A* ha sufrido un proceso adiabático reversible, determine *a*) la temperatura final en cada recipiente y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso.

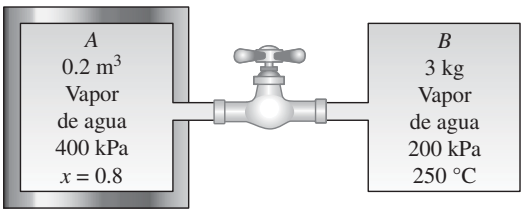


Figura P8-101

8-102E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente 8 $pies^3$ de gas helio a 40 psia y 70 °F. El helio se com-

prime ahora en un proceso politrópico (Pv^n = constante) a 140 psia y 320 °F. Suponiendo que el entorno está a 14.7 psia y 70 °F, determine *a*) el trabajo útil real consumido, y *b*) el suministro mínimo de trabajo útil necesario para este proceso. *Respuestas: a*) 50.0 Btu, *b*) 46.3 Btu

8-103 Entra vapor de agua a 7 MPa y 400 °C a una turbina adiabática de dos etapas a razón de 15 kg/s. Diez por ciento del vapor se extrae al final de la primera etapa a una presión de 1.8 MPa para otro uso. El resto del vapor se sigue expandiendo en una segunda etapa y sale de la turbina a 10 kPa. Si la turbina tiene una eficiencia isentrópica de 88 por ciento, determine el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso como resultado de las irreversibilidades. Suponga que el entorno está a 25 °C.

8-104 Entra vapor de agua a una turbina adiabática de 2 etapas a 8 MPa y 500 °C. Se expande en la primera etapa a un estado de 2 MPa y 350 °C. Luego el vapor se recalienta a presión constante a una temperatura de 500 °C antes de dirigirse a la segunda etapa, de donde sale a 30 kPa y una calidad de 97 por ciento. La producción de trabajo de la turbina es de 5 MW. Suponiendo que el entorno está a 25 °C, determine la producción de potencia reversible y la tasa de destrucción de exergía dentro de esta turbina. *Respuestas:* 5 457 kW, 457 kW

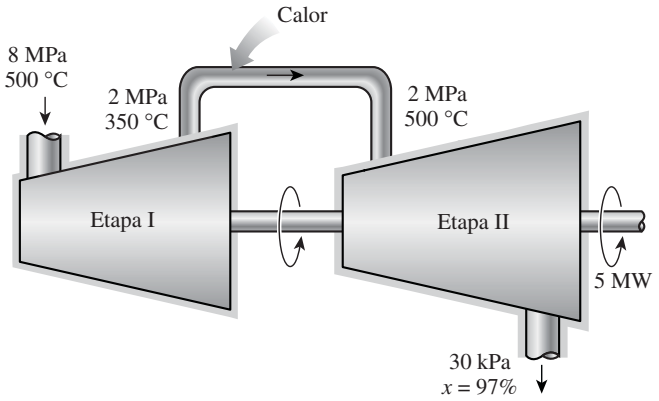


Figura P8-104

8-105 Inicialmente un recinto bien aislado de 4 m × 4 m × 5 m a 10 °C es calentado por el radiador de un sistema de calefacción a vapor. El radiador tiene un volumen de 15 L y está lleno con vapor sobrecalentado a 200 kPa y 200 °C. En este momento tanto la válvula de entrada como la de salida del radiador están cerradas. Para distribuir el aire en el recinto se utiliza un ventilador de 150 W. Se observa que la presión del vapor desciende a 100 kPa después de 30 minutos a consecuencia de la transferencia de calor al recinto. Suponiendo calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente, determine *a*) la temperatura promedio del recinto en 24 min, *b*) el cambio de entropía del vapor, *c*) el cambio de entropía del aire en el recinto y *d*) la destrucción exergética para este proceso, en kJ. Considere que la presión del aire en el recinto permanece constante a 100 kPa en todo momento y que T_0 = 10 °C.

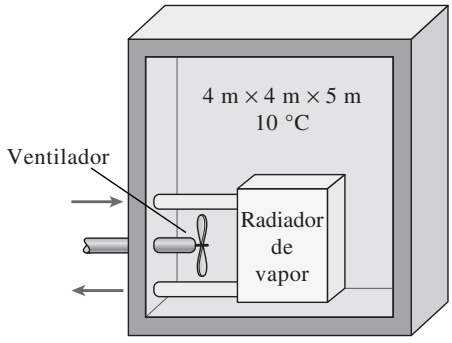


Figura P8-105

8-106 Considere un cilindro horizontal bien aislado que está dividido en dos compartimientos por un émbolo libre de moverse pero el cual no permite que ninguno de los dos gases se infiltre al otro lado. Inicialmente, un lado del émbolo contiene 1 m^3 de gas N_2 a 500 kPa y 80 °C, mientras el otro lado contiene 1 m^3 de gas He a 500 kPa y 25 °C. Ahora se establece el equilibrio térmico en el cilindro como resultado de la transferencia de calor a través del émbolo. Usando calores específicos a temperatura ambiente, determine *a*) la temperatura final de equilibrio en el cilindro y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso. ¿Cuál sería su respuesta si el émbolo no tuviera libertad de movimiento? Tome T_0 = 25 °C.

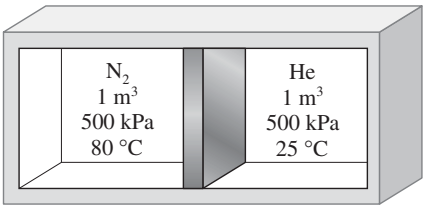


Figura P8-106

8-107 Repita el problema 8-106 suponiendo que el émbolo está hecho de 5 kg de cobre, inicialmente a la temperatura promedio de los dos gases en ambos lados.

8-108E Entra gas argón a una turbina adiabática a 1 300 °F y 200 psia a razón de 40 lbm/min, y sale a 20 psia. Si la producción de potencia de la turbina es de 105 hp, determine *a*) la eficiencia isentrópica y *b*) la eficiencia según segunda ley de la turbina. Suponga que el entorno está a 77 °F.

8-109 En las grandes plantas termoeléctricas, el agua de alimentación se calienta a menudo en calentadores de tipo cerrado que son básicamente intercambiadores de calor, mediante vapor de agua extraído en alguna etapa de la turbina. El vapor de agua entra al calentador de agua de alimentación a 1.6 MPa y 250 °C, y sale como líquido saturado a la misma presión. El agua de alimentación entra al calentador a 4 MPa y 30 °C, y sale 10 °C por debajo de la temperatura de salida del vapor. Despreciando cualquier pérdida de calor de la superficie exterior del calentador, determine *a*) la relación de los flujos másicos del vapor extraído y el agua de alimentación calentada, y *b*) el trabajo reversible para este proceso por unidad de masa del agua de alimentación. Suponga que el entorno está a 25 °C.
Respuestas: a) 0.333, *b*) 110 kJ/kg

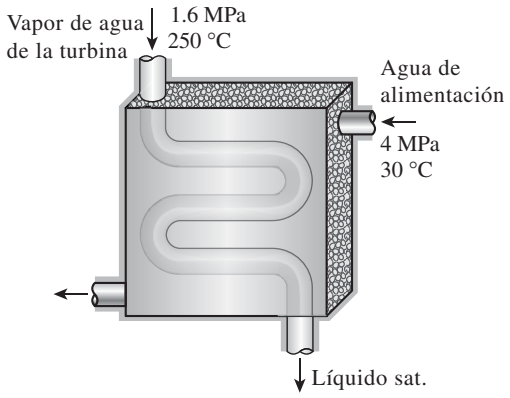


Figura P8-109

8-110 Reconsidere el problema 8-109. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto del vapor de agua a la entrada del calentador de agua de alimentación sobre la relación de flujos másicos y potencia reversible. Varíe la presión de extracción del vapor entre 200 y 2 000 kPa. Trace tanto las relaciones de flujos másicos de vapor extraído y de agua de alimentación del calentador, como el trabajo reversible para este proceso por unidad de masa de agua de alimentación como funciones de la presión de extracción.

8-111 Para enfriar 1 tonelada de agua a 20 °C en un recipiente aislado, una persona vierte 80 kg de hielo a −5 °C en el agua. Determine *a*) la temperatura final de equilibrio en el recipiente y *b*) la exergía destruida durante este proceso. La temperatura de fusión y el calor latente de fusión del hielo a presión atmosférica son 0 °C y 333.7 kJ/kg, respectivamente. Tome $T_0 = 20$ °C.

8-112 Un método de calentamiento solar pasivo consiste en apilar galones de agua líquida dentro de los edificios y exponerlos a la luz del sol. La energía solar almacenada en el agua durante el día se libera por la noche al aire del recinto, calentándolo un poco. Considere una casa que se mantiene a 22 °C y cuya calefacción es auxiliada por un sistema de almacenaje de agua de 350 L. Si el agua es calentada a 45 °C durante el día, determine la cantidad de calor que esta agua suministrará a esta casa por las noches. Suponiendo una temperatura exterior de 5 °C, determine la destrucción exergética asociada con el proceso. *Respuestas:* 33 550 kJ, 1 172 kJ

8-113 Una casa solar pasiva que pierde calor a sus alrededores a 5 °C a una razón promedio de 50 000 kJ/h se mantiene a 22 °C en todo momento durante una noche de invierno por 10 horas. Cincuenta recipientes de vidrio calentarán la casa, cada uno con 20 L de agua calentada a 80 °C durante el día mediante la absorción de luz solar. Un calentador de resistencia eléctrica de 15 kW controlado por termostato se enciende siempre que es necesario para mantener la casa a 22 °C. Determine *a*) por cuánto tiempo estuvo encendido el sistema de calefacción eléctrica esa noche, *b*) la destrucción exergética y *c*) el trabajo de entrada mínimo requerido para esa noche, en kJ.

8-114 Considere una botella rígida de 20 L al vacío, rodeada por la atmósfera a 100 kPa y 25 °C. Ahora se abre una válvula en el cuello de la botella y se deja entrar aire a la botella. El aire atrapado en la botella llega finalmente al equilibrio térmico con la atmósfera como resultado de la transferencia de calor a través de la pared de la botella. La válvula permanece abierta durante el proceso de modo que el aire atrapado también llega al equilibrio mecánico con la atmósfera. Determine la transferencia neta de calor a través de la pared de la botella y la exergía destruida durante este proceso de llenado.

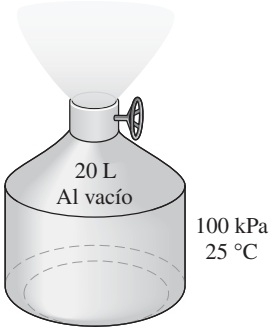


Figura P8-114

8-115 Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción, que se muestra en la figura P8-115, contiene inicialmente 0.01 m^3 de gas argón a 400 K y 350 kPa. Se transfiere calor al argón desde un horno a 1 200 K, y el argón se expande isotérmicamente hasta que su volumen se duplica. No hay ninguna transferencia térmica entre el argón y el aire atmosférico del entorno, que está a 300 K y 100 kPa. Determine *a*) la producción de trabajo útil, *b*) la exergía destruida y *c*) el trabajo máximo que se puede producir durante este proceso.

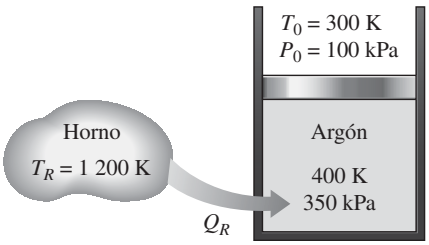


Figura P8-115

8-116 Dos recipientes de volumen constante, cada uno lleno con 30 kg de aire, tienen temperaturas de 900 K y 300 K. Una máquina térmica colocada entre los dos recipientes extrae calor del recipiente a alta temperatura, produce trabajo y rechaza calor hacia el recipiente de baja temperatura. Determine el trabajo máximo que la máquina térmica puede producir y las temperaturas finales de los recipientes. Suponga calores específicos constantes a la temperatura ambiente.

8-117 Un recipiente de volumen constante contiene 30 kg de nitrógeno a 900 K, y un dispositivo de presión constante contiene 10 kg de argón a 300 K. Una máquina térmica colocada entre el recipiente y el dispositivo extrae calor del recipiente de alta temperatura, produce trabajo y rechaza calor al dispositivo de baja temperatura. Determine el trabajo máximo que puede producir la máquina térmica y las temperaturas finales del nitrógeno y del argón. Suponga calores específicos constantes a la temperatura ambiente.

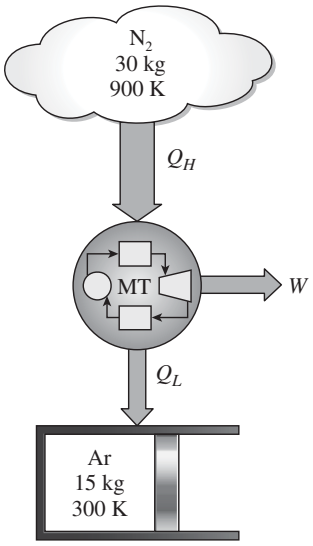


Figura P8-117

8-118 Un recipiente rígido de 100 L bien aislado se llena inicialmente con nitrógeno a 1 000 kPa y 20 °C. Ahora se abre una válvula y se deja escapar a la mitad de la masa de nitrógeno. Determine el cambio en el contenido de exergía del recipiente.

8-119 Una olla de presión de 4 L tiene una presión operativa de 175 kPa. En un inicio la olla se llena a la mitad de su capacidad con agua líquida y la otra mitad con vapor de agua. Después se coloca la olla encima de una unidad de calefacción eléctrica de 750 W que se mantiene encendida por 20 minutos. Suponiendo que los alrededores están a 25 °C y 100 kPa, determine *a*) la cantidad de agua que sigue en la olla y *b*) la destrucción exergética asociada con todo el proceso, incluida la conversión de energía eléctrica a energía calorífica.
Respuestas: a) 1.507 kg, *b*) 689 kJ

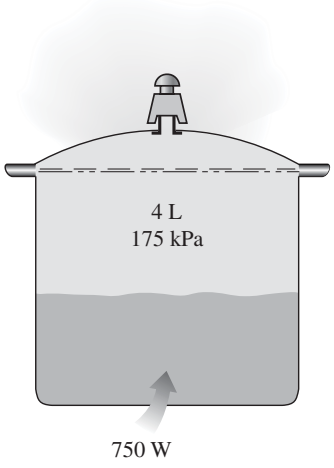


Figura P8-119

8-120 ¿Qué respuesta daría al problema 8-119 si se suministrara calor a la olla de presión mediante una fuente de calor a 180° en lugar de la unidad de calefacción eléctrica?

8-121 Se va a condensar vapor de agua en el condensador de una planta termoeléctrica a una temperatura de 50 °C con agua de enfriamiento de un lago cercano que entra a los tubos del condensador a 12 °C a razón de 240 kg/s y sale a 20 °C. Suponiendo que el condensador está perfectamente aislado, determine *a*) la tasa de condensación del vapor y *b*) la tasa de destrucción de exergía en el condensador.
Respuestas: a) 3.37 kg, *b*) 837 kW

8-122 El recipiente de almacenamiento de aire comprimido que se muestra en la figura P8-122 tiene un volumen de 500 000 m^3, y contiene inicialmente aire a 100 kPa y 20 °C. El compresor isentrópico comprime el aire que entra al compresor a 100 kPa y 20 °C hasta que el recipiente se llena a 600 kPa y 20 °C. Todos los intercambios de calor se realizan con el aire del entorno a 20 °C. Calcule el cambio en el potencial de trabajo del aire almacenado en el recipiente. ¿Cómo se compara esto con el trabajo necesario para comprimir el aire cuando se estaba llenando el recipiente?

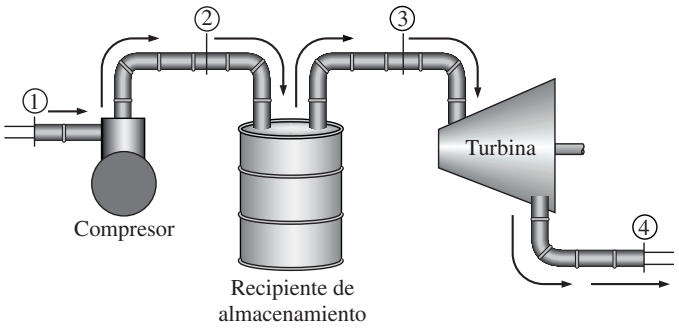


Figura P8-122

8-123 El aire almacenado en el recipiente del problema anterior se libera ahora a través de la turbina isentrópica hasta que el contenido del recipiente está a 100 kPa y 20 °C. La presión siempre es de 100 kPa a la salida de la turbina, y todos los intercambios de calor son con el aire del entorno, que está a 20 °C. ¿Cómo se compara el trabajo total producido por la turbina con el cambio en el potencial de trabajo del aire en el recipiente de almacenamiento?

8-124 Un recipiente de volumen constante tiene una temperatura de 600 K y un dispositivo de presión constante tiene una temperatura de 280 K. Tanto el recipiente como el dispositivo se llenan con 40 kg de aire. Una máquina térmica colocada entre el recipiente y el dispositivo recibe calor del recipiente de alta temperatura, produce trabajo y rechaza calor al dispositivo de baja temperatura. Determine el trabajo máximo que puede producir la máquina térmica y la temperatura final del recipiente y del dispositivo. Suponga calores específicos constantes a la temperatura ambiente.

8-125E En una planta de manufactura, placas de latón cuadradas, de 1 pie × 3 pies de dimensiones y 1.5 pulgadas de espesor (ρ = 532.5 lbm/pie^3 y c_p = 0.091 Btu/lbm · °F), que inicialmente están a una temperatura uniforme de 75 °F, se calientan pasándolas por un horno a 1 300 °F a razón de 175 por minuto. Si las placas permanecen en el horno hasta que su temperatura promedio sube a 1 000 °F, determine la tasa

de transferencia de calor a las placas en el horno y la tasa de destrucción de exergía asociada con este proceso de transferencia de calor.

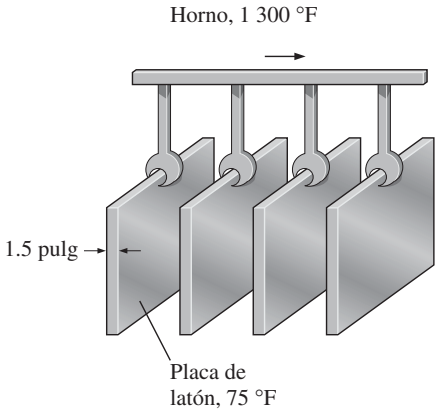


Figura P8-125E

8-126 En una planta de productos lácteos, se pasteuriza continuamente a 72 °C leche que originalmente está a 4 °C, a razón de 12 L/s, 24 h/día, 365 días/año. La leche se calienta a la temperatura de pasteurización mediante agua caliente que se calienta en una caldera con quemador de gas natural que tiene una eficiencia de 82 por ciento. La leche pasteurizada se enfría luego mediante agua fría a 18 °C antes de refrigerarla finalmente hasta su temperatura inicial de 4 °C. Para ahorrar energía y dinero, la planta instala un regenerador que tiene una efectividad de 82 por ciento. Si el costo del gas natural es de $1.30/termia (1 termia = 105 500 kJ), determine cuánta energía y cuánto dinero ahorraría el regenerador para esta empresa por año, y la reducción anual en destrucción de exergía.

8-127 Entran gases de combustión a una turbina de gas a 627 °C y 1.2 MPa a razón de 2.5 kg/s, y salen a 527 °C y 500 kPa. Se estima que se pierde calor de la turbina a razón de 20 kW. Usando las propiedades del aire para los gases de combustión y suponiendo que el entorno está a 25 °C y 100 kPa, determine *a*) las producciones de potencia real y reversible de la turbina, *b*) la exergía destruida dentro de la turbina y *c*) la eficiencia según la segunda ley de la turbina.

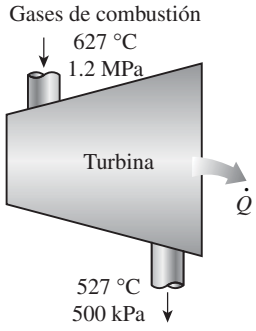


Figura P8-127

8-128 Entra refrigerante 134a a un compresor adiabático a 120 kPa, sobrecalentado en 2.3 °C, y sale a 0.7 MPa. Si el compresor tiene una eficiencia según la segunda ley de 85 por ciento, determine *a*) el suministro real de trabajo, *b*) la eficiencia isentrópica y *c*) la destrucción de exergía. Tome la temperatura del entorno como de 25 °C.

Respuestas: a) 43.9 kJ/kg, *b*) 0.8, *c*) 6.58 kJ/kg

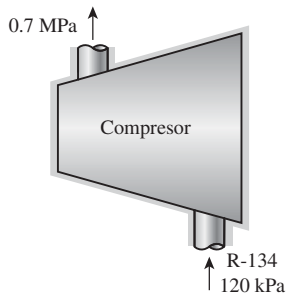


Figura P8-128

8-129 Entra agua a una bomba a 100 KPa y 30 °C a razón de 1.35 kg/s, y sale a 4 MPa. Si la bomba tiene una eficiencia isentrópica de 70 por ciento, determine *a*) el suministro real de trabajo, *b*) la tasa de calentamiento friccional, *c*) la destrucción de exergía y *d*) la eficiencia según la segunda ley para una temperatura de entorno de 20 °C.

8-130 Se expande gas argón de 3.5 MPa y 100 °C a 500 kPa en una válvula adiabática de expansión. Para condiciones ambientales de 100 kPa y 25 °C, determine *a*) la exergía del argón a la entrada, *b*) la destrucción de exergía durante el proceso y *c*) la eficiencia según segunda ley.

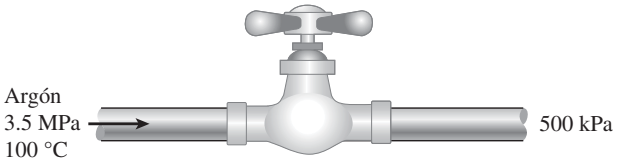


Figura P8-130

8-131 Entra gas nitrógeno a un difusor a 100 kPa y 110 °C con velocidad de 205 m/s, y sale a 110 kPa y 45 m/s. Se estima que se pierden 2.5 kJ/kg de calor del difusor al entorno a 100 kPa y 27 °C. El área de salida del difusor es de 0.04 m^2. Teniendo en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura, determine *a*) la temperatura de salida, *b*) la tasa de destrucción de exergía y *c*) la eficiencia según la segunda ley del difusor.

Respuestas: a) 127 °C, *b*) 12.4 kW, *c*) 76.1 por ciento

8-132 Obtenga una ecuación para el cálculo de la eficiencia según la segunda ley de una máquina térmica que recibe el calor Q_H de una fuente a temperatura T_H y rechaza el calor Q_L a un sumidero a T_L, que es mayor que T_0 (la temperatura del entorno), produciendo trabajo en la cantidad W.

8-133 Escribiendo las ecuaciones de primera y segunda leyes y simplificándolas, obtenga la ecuación para el cálculo de trabajo reversible de un sistema cerrado que intercambia calor con un medio circundante a T_0 en la cantidad de Q_0,

así como con un depósito térmico a T_D en la cantidad de Q_D. (*Pista:* Elimine Q_0 entre las dos ecuaciones.)

8-134 Escribiendo las ecuaciones de primera y segunda leyes y simplificándolas, obtenga la ecuación para el cálculo de trabajo reversible de un sistema de flujo estacionario que intercambia calor con un medio circundante a T_0 en la cantidad de Q_0, así como con un depósito térmico a T_D en la cantidad de Q_R. (*Pista:* Elimine Q_0 entre las dos ecuaciones.)

8-135 Escribiendo las ecuaciones de primera y segunda leyes y simplificándolas, obtenga la ecuación para el cálculo de trabajo reversible de un sistema de flujo uniforme que intercambia calor con el entorno a T_0 en la cantidad de Q_0, así como con un depósito térmico a T_D en la cantidad de Q_D. (*Pista:* Elimine Q_0 entre las dos ecuaciones.)

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería (FE)

8-136 Se pierde calor a través de una pared plana, de una manera estacionaria, a razón de 800 W. Si las temperaturas de las superficies interior y exterior de la pared son 20 y 5 °C, respectivamente, y la temperatura ambiente es de 0 °C, la tasa de destrucción de exergía dentro de la pared es

a) 40 W *b*) 17 500 W *c*) 765 W
d) 32 800 W *e*) 0 W

8-137 Entra agua líquida a un sistema adiabático de tuberías a 15 °C, a razón de 3 kg/s. Se observa que la temperatura del agua se eleva en 0.3 °C en el tubo debido a la fricción. Si la temperatura ambiente es también de 15 °C, la tasa de destrucción de exergía en el tubo es

a) 3.8 kW *b*) 24 kW *c*) 72 kW
d) 98 kW *e*) 124 kW

8-138 Una máquina térmica recibe calor de una fuente a 1 500 K a una razón de 600 kJ/s y rechaza calor a un sumidero a 300 K. Si la producción de potencia de la máquina es de 400 kW, la eficiencia según la segunda ley de esta máquina térmica es

a) 42% *b*) 53% *c*) 83%
d) 67% *e*) 80%

8-139 Un depósito de agua contiene 100 toneladas del agua a una elevación promedio de 60 m. La cantidad máxima de potencia eléctrica que se puede generar mediante esta agua es

a) 8 kWh *b*) 16 kWh *c*) 1 630 kWh
d) 16 300 kWh *e*) 58 800 kWh

8-140 Una casa se mantiene a 21 °C en invierno mediante calefactores eléctricos de resistencia. Si la temperatura exterior es de 9 °C, la eficiencia según la segunda ley del calentador de resistencia es

a) 0% *b*) 4.1% *c*) 5.7%
d) 25% *e*) 100%

8-141 Un sólido de 12 kg cuyo calor específico es de 2.8 kJ/kg · °C está a una temperatura uniforme de −10 °C. Para una temperatura ambiente de 20 °C, el contenido de exergía de este sólido es

a) Menor que cero *b*) 0 kJ *c*) 4.6 kJ
d) 55 kJ *e*) 1 008 kJ

8-142 Teniendo en cuenta las limitaciones impuestas por la segunda ley de la termodinámica, elija la afirmación *errónea* de las siguientes:

a) Una máquina térmica no puede tener una eficiencia térmica de 100 por ciento.
b) Para todos los procesos reversibles, la eficiencia según segunda ley es de 100 por ciento.
c) La eficiencia según la segunda ley de una máquina térmica no puede ser mayor que su eficiencia térmica.
d) La eficiencia según la segunda ley de un proceso es de 100 por ciento si no se genera entropía durante ese proceso.
e) El coeficiente de desempeño de un refrigerador puede ser mayor que 1.

8-143 Un horno puede suministrar calor, de una manera estacionaria, a 1 300 K a razón de 500 kJ/s. La máxima cantidad de potencia que se puede producir usando el calor suministrado por este horno en un entorno a 300 K es

a) 115 kW *b*) 192 kW *c*) 385 kW
d) 500 kW *e*) 650 kW

8-144 Se estrangula aire de 50 °C y 800 kPa a una presión de 200 kPa a razón de 0.5 kg/s en un entorno a 25 °C. El cambio en energía cinética es despreciable, y no ocurre transferencia térmica durante el proceso. El potencial de potencia que se desperdicia durante este proceso es

a) 0 *b*) 0.20 kW *c*) 47 kW
d) 59 kW *e*) 119 kW

8-145 Entra vapor de agua, de una manera estacionaria, a una turbina a 4 MPa y 400 °C y sale a 0.2 MPa y 150 °C en un entorno a 25 °C. La disminución en la exergía del vapor al fluir por la turbina es

a) 58 kJ/kg *b*) 445 kJ/kg *c*) 458 kJ/kg
d) 518 kJ/kg *e*) 597 kJ/kg

Problemas de diseño y ensayo

8-146 Obtenga la siguiente información sobre una central eléctrica que esté cerca de su ciudad: su producción neta de energía; el tipo y cantidad de combustible que utiliza; la energía consumida por las bombas, ventiladores y otro equipo auxiliar; las pérdidas de gases de combustión; las temperaturas en diferentes ubicaciones; y la razón de evacuación de calor en el condensador. Mediante ésta y otra información relevante, determine la razón de irreversibilidad en esa central eléctrica.

8-147 Los seres humanos son probablemente las criaturas más capaces, y tienen un alto nivel de potenciales, o exergías físicas, intelectuales, emocionales y espirituales. Infelizmente, las personas usan poco sus exergías, dejando que la mayoría de éstas se desperdicie. Escriba cuatro gráficas de exergía contra tiempo, y grafique sus exergías físicas, intelectuales, emocionales y espirituales en cada una de estas gráficas para un periodo de 24 h, usando su mejor juicio basado en su experiencia. En estas cuatro gráficas, grafique sus exergías respectivas que ha utilizado durante las últimas 24 h. Compare las dos curvas en cada gráfica y determine si usted está viviendo una vida "plena" o si usted está desperdiciando su vida. ¿Puede usted pensar en algunas maneras de reducir la falta de coincidencia entre sus exergías y la utilización que usted hace de ellas?

8-148 Los sistemas domésticos de agua caliente incluyen un alto nivel de irreversibilidad y por lo tanto tienen bajas eficiencias según la segunda ley. El agua en estos sistemas se calienta de alrededor de 15 °C a alrededor de 60 °C, y la mayor parte del agua caliente se mezcla con agua fría para reducir su temperatura a 45 °C o incluso menor antes de usarla para cualquier propósito útil como tomar una ducha o lavar ropa a una temperatura tibia. El agua se desecha a aproximadamente la misma temperatura a la que se usó y se reemplaza por nueva agua fría a 15 °C. Rediseñe un sistema típico residencial de agua caliente de manera que se reduzca notablemente la irreversibilidad. Dibuje un esquema del diseño que propone.

8-149 Considere sistemas de calefacción basados en gas natural, resistencias eléctricas y bombas de calor. Para una carga de calentamiento específica, ¿cuál de estos sistemas hará el trabajo con la menor irreversibilidad? Explique.

8-150 La temperatura del aire en un edificio se puede mantener a un nivel deseable durante el invierno usando diferentes métodos de calefacción. Compare calentar este aire en una unidad de intercambio de calor con vapor de agua condensándose con calentarlo con un calentador de resistencia eléctrica. Realice un análisis de la segunda ley para determinar el método de calentamiento que genera la menor entropía y por lo tanto ocasiona la menor destrucción de exergía.

CAPÍTULO

9

Ciclos de potencia de gas

Dos áreas importantes de aplicación de la termodinámica son la generación de potencia y la refrigeración. Ambos objetivos usualmente se realizan mediante sistemas que operan en un ciclo termodinámico. Los ciclos termodinámicos se pueden dividir en dos categorías generales: los *ciclos de potencia*, que se explican en este capítulo y el capítulo 10, y los *ciclos de refrigeración*, que se explican en el capítulo 11.

Los dispositivos o sistemas que se usan para producir una salida neta de potencia se llaman a menudo *motores* o *máquinas térmicas*, y los ciclos termodinámicos en los que operan se llaman *ciclos de potencia*. Los dispositivos o sistemas que se usan para producir un efecto de refrigeración se llaman *refrigeradores*, *acondicionadores de aire* o *bombas térmicas*, y los ciclos en los que operan se llaman *ciclos de refrigeración*.

Los ciclos termodinámicos se pueden también clasificar como *ciclos de gas* y *ciclos de vapor*, dependiendo de la *fase* del fluido de trabajo. En los ciclos de gas, el fluido de trabajo permanece en la fase gaseosa durante todo el ciclo, mientras que en los ciclos de vapor, el fluido de trabajo existe en fase de vapor durante una parte del ciclo y en fase líquida durante otra parte.

Los ciclos termodinámicos se pueden clasificar todavía de otra manera: *ciclos cerrados* y *abiertos*. En los ciclos cerrados, el fluido de trabajo vuelve al estado inicial al final del ciclo y se recircula. En los ciclos abiertos, el fluido de trabajo se renueva al final de cada ciclo en vez de recircularse. En los motores de automóvil, los gases de combustión escapan y se reemplazan con nueva mezcla aire-combustible al final de cada ciclo. El motor opera en un ciclo mecánico, pero el fluido de trabajo no recorre un ciclo termodinámico completo.

Las máquinas térmicas se clasifican como *las de combustión interna* y *las de combustión externa*, dependiendo de cómo se suministra calor al fluido de trabajo. En las máquinas de combustión externa (como son las plantas termoeléctricas que usan vapor de agua), el calor se suministra al fluido de trabajo desde una fuente externa como un quemador, un pozo geotérmico, un reactor nuclear o incluso el Sol. En las máquinas de combustión interna (como los motores de automóvil), esto se hace quemando el combustible dentro de los límites del sistema. En este capítulo se analizan varios ciclos de potencia bajo algunas suposiciones de simplificación.

OBJETIVOS

En el capítulo 9, los objetivos son:

- Evaluar el desempeño de los ciclos de potencia de gas para los que el fluido de trabajo permanece como gas durante todo el ciclo.
- Desarrollar suposiciones de simplificación aplicables a ciclos de potencia de gas.
- Revisar la operación de los motores reciprocantes.
- Analizar ciclos de potencia de gas tanto cerrados como abiertos.
- Resolver problemas basados en los ciclos Otto, Diesel, Stirling y Ericsson.
- Resolver problemas basados en el ciclo Brayton; el ciclo Brayton con regeneración, y el ciclo Brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.
- Analizar ciclos de motores de propulsión por reacción.
- Realizar análisis de ciclos de potencia de gas con base en la segunda ley de la termodinámica.

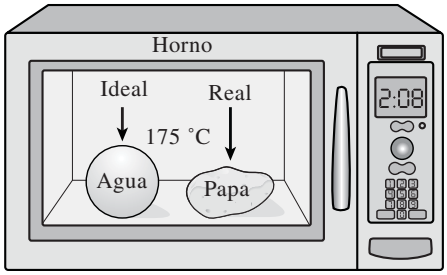


Figura 9-1

La modelación es una herramienta poderosa de la ingeniería que proporciona gran perspicacia y simplicidad a expensas de un poco menos de precisión.

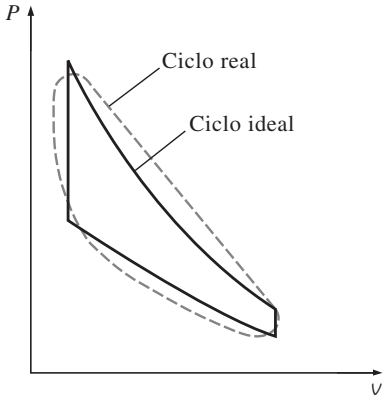


Figura 9-2

El análisis de muchos procesos complejos puede ser reducido a un nivel manejable utilizando algunas idealizaciones.

9-1 ▪ Consideraciones básicas para el análisis de los ciclos de potencia

La mayor parte de los dispositivos que producen potencia operan en ciclos, y el estudio de los ciclos de potencia es una parte interesante e importante de la termodinámica. Los ciclos que se llevan a cabo en los dispositivos reales son difíciles de analizar debido a la presencia de efectos complicados, como la fricción y la falta de tiempo suficiente para establecer las condiciones de equilibrio durante el ciclo. Para que sea factible el estudio analítico de un ciclo es necesario mantener estas complejidades en un nivel manejable y utilizar algunas idealizaciones (Fig. 9-1). Cuando al ciclo real se le eliminan todas las irreversibilidades y complejidades internas, se consigue finalmente un ciclo que se parece en gran medida al real pero que está formado en su totalidad de procesos internamente reversibles. Tal ciclo es llamado un **ciclo ideal** (Fig. 9-2).

Un modelo idealizado simple permite a los ingenieros estudiar los efectos de los principales parámetros que gobiernan el ciclo, sin detenerse en los detalles. Los ciclos estudiados en este capítulo se encuentran un poco idealizados, pero mantienen las características generales de los reales a los cuales representan. Frecuentemente las conclusiones del análisis de ciclos ideales son aplicables a los reales, por ejemplo la eficiencia térmica del ciclo de Otto, el ciclo ideal para los motores de automóvil de encendido por chispa, aumenta con la relación de compresión. Éste es también el caso para los motores de automóvil reales. Sin embargo, los valores numéricos obtenidos del análisis de un ciclo ideal no son necesariamente representativos de los ciclos reales y debe tenerse cuidado en su interpretación. El análisis simplificado presentado en este capítulo para diferentes ciclos de potencia de interés práctico también puede servir como punto de partida para un estudio más profundo.

Las máquinas térmicas se diseñan con el propósito de convertir energía térmica en trabajo y su desempeño se expresa en términos de la **eficiencia térmica** $\eta_{\text{tér}}$, que es la relación entre el trabajo neto producido por la máquina y la entrada de calor total:

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{\text{entrada}}} \quad \text{o} \quad \eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} \tag{9-1}$$

Recuerde que las máquinas térmicas operadas en un ciclo totalmente reversible, como el ciclo de Carnot, tienen la eficiencia térmica más alta de todas las máquinas térmicas que operan entre los mismos niveles de temperatura. Es decir, nadie puede desarrollar un ciclo más eficiente que el *ciclo de Carnot.* Entonces la siguiente pregunta surge inevitablemente: si el ciclo de Carnot es el mejor ciclo posible, ¿por qué no emplearlo como el ciclo modelo en todas las máquinas térmicas, en vez de ocuparse de los ciclos denominados *ideales*? La respuesta a esta pregunta está relacionada con las máquinas reales. La mayor parte de los ciclos encontrados en la práctica difieren significativamente del de Carnot, de ahí que sea inadecuado como un modelo realista. Cada ciclo ideal estudiado en este capítulo se relaciona con un dispositivo que produce trabajo específico y es una versión *idealizada* del ciclo real.

Los ciclos ideales son internamente reversibles, pero, a diferencia del ciclo de Carnot, no son de manera necesaria externamente reversibles. Esto es, pueden incluir irreversibilidades externas al sistema como la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura. Entonces, la eficiencia térmica de un ciclo ideal, en general, es menor que la de un ciclo totalmente reversible que opera entre los mismos límites de temperatura. Sin embargo, incluso es

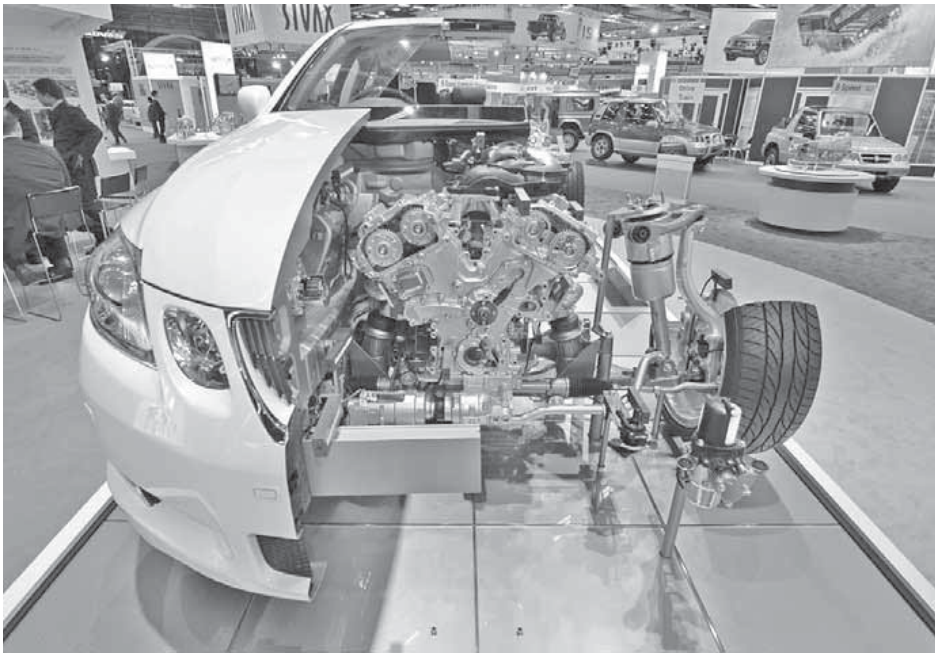


Figura 9-3
Un motor de automóvil con la cámara de combustión expuesta.
© Idealink Photography/Alamy RF

considerablemente más alta que la eficiencia térmica de un ciclo real debido a las idealizaciones utilizadas (Fig. 9-3).

Las idealizaciones y simplificaciones empleadas comúnmente en el análisis de los ciclos de potencia, pueden resumirse del siguiente modo:

1. El ciclo no implica ninguna *fricción.* Por lo tanto, el fluido de trabajo no experimenta ninguna caída de presión cuando fluye en tuberías o dispositivos como los intercambiadores de calor.
2. Todos los procesos de expansión y compresión ocurren en la forma de *cuasiequilibrio*.
3. Las tuberías que conectan a los diferentes componentes de un sistema están muy bien aisladas y la *transferencia de calor* a través de ellas es insignificante.

Ignorar los cambios en las *energías cinética* y *potencial* del fluido de trabajo es otra simplificación comúnmente empleada en el análisis de ciclos de potencia. Ésta es una suposición posible de relacionar porque en dispositivos que incluyen trabajo de eje, como turbinas, compresores y bombas, los términos de las energías cinética y potencial son usualmente muy pequeños respecto de los otros términos en la ecuación de la energía. Las velocidades de fluido encontradas en dispositivos como condensadores, calderas y cámaras de mezclado por lo general son bajas, y los flujos de fluido experimentan poco cambio en sus velocidades, lo que también vuelve insignificantes los cambios en la energía cinética. Los únicos dispositivos donde los cambios en la energía cinética son significativos son las toberas aceleradoras y los difusores, los cuales se diseñan para crear grandes cambios en la velocidad.

En capítulos anteriores los *diagramas de propiedades* como los P-v y T-s han servido como auxiliares valiosos en el análisis de procesos termodinámicos. Tanto en los diagramas P-v como en los T-s, el área encerrada por las curvas del proceso de un ciclo representa el trabajo neto producido durante el ciclo (Fig. 9-4), lo cual también es equivalente a la transferencia de calor neta en ese ciclo. El diagrama T-s es particularmente útil como ayuda visual en el análisis de ciclos de potencia ideales. Estos ciclos no implican cualquier irre-

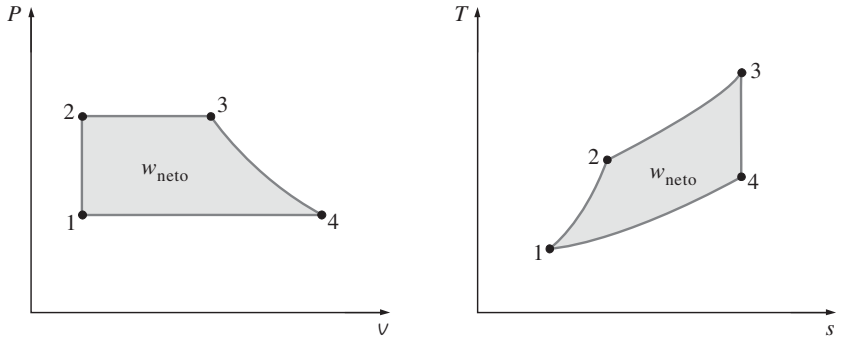


Figura 9-4

Tanto en el diagrama *P-v* como en el *T-s*, el área encerrada por la curva del proceso representa el trabajo neto del ciclo.

versibilidad interna, por lo tanto el único efecto que puede cambiar la entropía del fluido de trabajo durante un proceso es la transferencia de calor.

En un diagrama *T-s* un proceso de *adición de calor* avanza en la dirección de entropía creciente, uno de *rechazo de calor* avanza en la dirección de entropía decreciente y uno *isentrópico* (internamente reversible, adiabático) avanza a entropía constante. El área bajo la curva del proceso sobre un diagrama *T-s* representa la transferencia de calor para ese proceso. El área bajo el proceso de adición de calor sobre un diagrama *T-s* es una medida geométrica del calor total suministrado durante el ciclo q_{entrada}, y el área bajo el proceso de rechazo de calor es una medida del calor total rechazado q_{salida}. La diferencia entre estos dos (el área encerrada por la curva cíclica) es la transferencia neta de calor, la cual también es el trabajo neto producido durante el ciclo. Por lo tanto, sobre un diagrama *T-s*, la relación entre el área encerrada por la curva cíclica y el área bajo la curva del proceso de adición de calor representan la eficiencia térmica del ciclo. *Cualquier modificación que incremente la relación entre estas dos áreas mejorará también la eficiencia térmica del ciclo.*

Aunque el fluido de trabajo en un ciclo ideal de potencia opera en un circuito cerrado, el tipo de procesos individuales que componen el ciclo dependen de los dispositivos individuales utilizados para ejecutar el ciclo. En el ciclo Rankine, el cual es el ciclo ideal para las centrales termoeléctricas que operan con vapor, el fluido de trabajo circula por una serie de dispositivos de flujo estacionario, como la turbina y el condensador; mientras en el ciclo de Otto, que es el ciclo ideal del motor de automóvil de encendido por chispa, el fluido de trabajo se expande y comprime alternativamente en un dispositivo de cilindro-émbolo. En consecuencia, las ecuaciones correspondientes a los sistemas de flujo estacionario deben utilizarse en el análisis del ciclo Rankine, mientras que las ecuaciones relativas a sistemas cerrados deben emplearse en el análisis del ciclo de Otto.

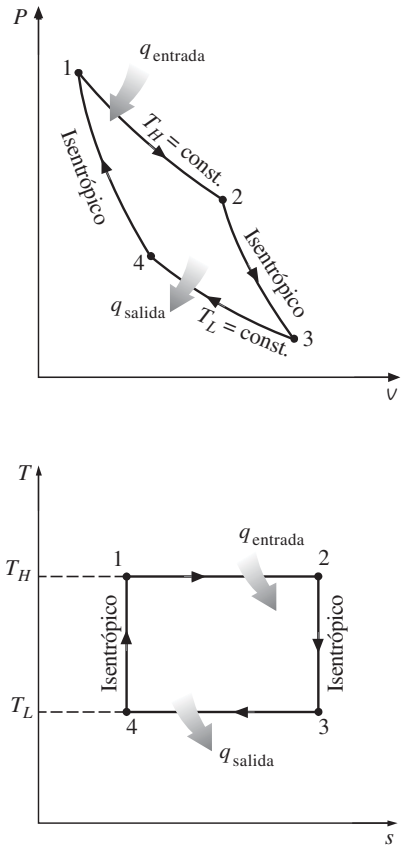


Figura 9-5

Diagramas *P-v* y *T-s* de un ciclo de Carnot.

9-2 ▪ El ciclo de Carnot y su valor en ingeniería

El ciclo de Carnot se compone de cuatro procesos totalmente reversibles: adición de calor isotérmica, expansión isentrópica, rechazo de calor isotérmico y compresión isentrópica. Los diagramas *P-v* y *T-s* de un ciclo de Carnot se vuelven a graficar en la figura 9-5. El ciclo de Carnot puede ser ejecutado en un sistema cerrado (un dispositivo de cilindro-émbolo) o en un sistema de flujo estacionario (usando dos turbinas y dos compresores, como se muestra en la figura 9-6), y puede emplearse gas o vapor como el fluido de trabajo. El ciclo de Carnot es el ciclo más eficiente que puede ejecutarse entre una fuente de

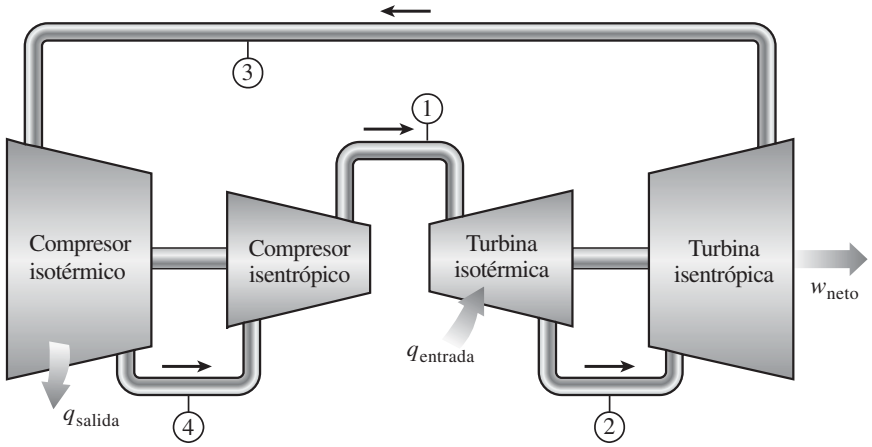


Figura 9-6
Una máquina de Carnot de flujo estacionario.

energía térmica a temperatura T_H y un sumidero a temperatura T_L, y su eficiencia térmica se expresa como

$$\eta_{\text{tér,Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \tag{9-2}$$

La transferencia de calor isotérmica reversible es muy difícil de lograr en la práctica porque requeriría intercambiadores de calor muy grandes y necesitaría mucho tiempo (un ciclo de potencia en una máquina común se completa en una fracción de un segundo). Por lo tanto, no es práctico construir una máquina que opere en un ciclo que se aproxima en gran medida al de Carnot.

El verdadero valor del ciclo de Carnot reside en que es el estándar contra el cual pueden compararse ciclos reales o ideales. La eficiencia térmica de un ciclo de Carnot es una función de las temperaturas del sumidero y de la fuente, y la relación de la eficiencia térmica para este ciclo (Ec. 9-2) transmite un importante mensaje que es igualmente aplicable a ciclos ideales reales: *la eficiencia térmica aumenta con un incremento en la temperatura promedio a la cual se suministra calor hacia el sistema o con una disminución en la temperatura promedio a la cual el calor se rechaza del sistema.*

Sin embargo, las temperaturas de la fuente y el sumidero que pueden emplearse en la práctica tienen límites. La temperatura más alta en el ciclo es limitada por la temperatura máxima que pueden soportar los componentes de la máquina térmica, como el émbolo o los álabes de la turbina. La temperatura más baja está limitada por la temperatura del medio de enfriamiento utilizado en el ciclo, como un lago, un río o el aire atmosférico.

EJEMPLO 9-1 Deducción de la eficiencia del ciclo de Carnot

Demuestre que la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot que opera entre los límites de temperatura de T_H y T_L es una función exclusiva de estas dos temperaturas y que está dada por la ecuación 9-2.

Solución Se demostrará que la eficiencia de un ciclo de Carnot depende solamente de las temperaturas de la fuente y el sumidero.

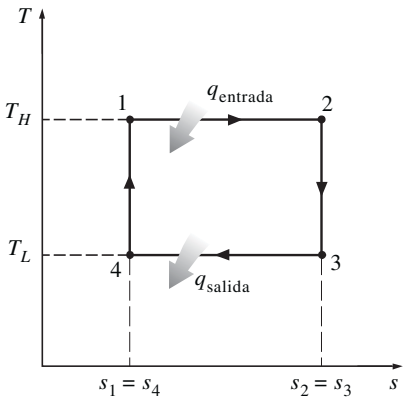


Figura 9-7
Diagrama *T-s* para el ejemplo 9-1.

Análisis El diagrama *T-s* de un ciclo de Carnot se vuelve a trazar en la figura 9-7. Los cuatro procesos que componen este ciclo son reversibles y por lo tanto el área bajo cada curva del proceso representa la transferencia de calor para ese proceso. El calor se transfiere al sistema durante los procesos 1-2 y se rechaza durante los procesos 3-4. Por consiguiente, las cantidades de entrada y salida de calor para el ciclo pueden ser expresadas como

$$q_{\text{entrada}} = T_H(s_2 - s_1) \quad \text{y} \quad q_{\text{salida}} = T_L(s_3 - s_4) = T_L(s_2 - s_1)$$

dado que los procesos 2-3 y 4-1 son isentrópicos y, por lo tanto, $s_2 = s_3$ y $s_4 = s_1$. Sustituyendo éstos en la ecuación 9-1, la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot es

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{T_L(s_2 - s_1)}{T_H(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Comentario Observe que la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot es independiente del tipo de fluido de trabajo utilizado (un gas ideal, vapor, etc.) o de si el ciclo es ejecutado en un sistema cerrado o en un sistema de flujo estacionario.

9-3 ▪ Suposiciones de aire estándar

En los ciclos de potencia de gas, el fluido de trabajo permanece como gas durante todo el ciclo. Los motores de encendido por chispa, los motores diesel y las turbinas de gas convencionales son ejemplos comunes de dispositivos que operan en un ciclo de gas. En todas estas máquinas la energía se suministra al quemar un combustible dentro de las fronteras del sistema, es decir, son *máquinas de combustión interna.* Debido a este proceso de combustión la composición del fluido de trabajo cambia durante el curso del ciclo de aire y combustible a productos de la combustión. Sin embargo, si se considera que en el aire predomina el nitrógeno, el cual difícilmente participa en reacciones químicas en la cámara de combustión, todo el tiempo el fluido de trabajo se parece mucho al aire.

Aunque las máquinas de combustión interna operan en un ciclo mecánico (el émbolo regresa a su posición de inicio cuando finaliza cada revolución), el fluido de trabajo no se somete a un ciclo termodinámico completo; es lanzado (como gases de escape) fuera de la máquina en algún momento del ciclo en lugar de regresarlo al estado inicial. Trabajar en un ciclo abierto es la característica de todas las máquinas de combustión interna.

Los ciclos de potencia de gases reales son bastante complejos. Para reducir el análisis a un nivel manejable, se utilizan las siguientes aproximaciones, conocidas comúnmente como **suposiciones de aire estándar**:

1. El fluido de trabajo es aire que circula de modo continuo en un circuito cerrado y siempre se comporta como un gas ideal.
2. Todos los procesos que integran el ciclo son internamente reversibles.
3. El proceso de combustión es sustituido por un proceso de adición de calor desde una fuente externa (Fig. 9-8).
4. El proceso de escape es sustituido por un proceso de rechazo de calor que regresa al fluido de trabajo a su estado inicial.

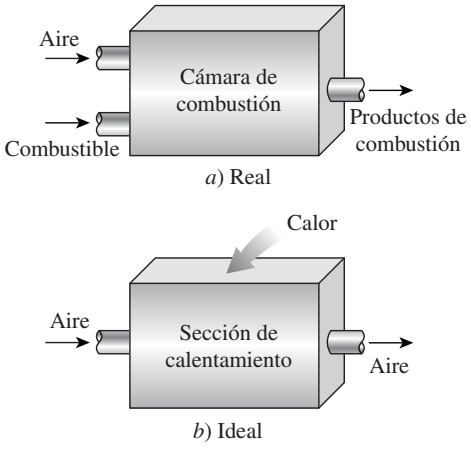


Figura 9-8
En ciclos ideales, el proceso de combustión se sustituye por otro de adición de calor.

Para simplificar aún más el análisis, con frecuencia se emplea la suposición de que el aire tiene calores específicos constantes cuyos valores se determinan a *temperatura ambiente* (25 °C o 77 °F). Cuando se utiliza esta suposi-

ción, las del aire estándar son llamadas **suposiciones de aire estándar frío**. Un ciclo para el cual las suposiciones de aire estándar son aplicables se conoce como un **ciclo de aire estándar**.

Las suposiciones de aire estándar previamente establecidas permiten simplificar de modo considerable el análisis sin apartarse de manera significativa de los ciclos reales. Este modelo simplificado permite estudiar de manera cualitativa la influencia de los parámetros principales en el desempeño de las máquinas reales.

9-4 ▪ Breve panorama de las máquinas reciprocantes

A pesar de su simplicidad, la máquina reciprocante (básicamente un dispositivo de cilindro-émbolo) es una de esas raras invenciones que ha probado ser muy versátil y abarcar un amplio rango de aplicaciones. Es la fuente de poder de la vasta mayoría de los automóviles, camiones, pequeños aviones, barcos y generadores de energía eléctrica, así como de muchos otros dispositivos.

Los componentes básicos de una máquina reciprocante se muestran en la figura 9-9. El émbolo reciprocante en el cilindro se alterna entre dos posiciones fijas llamadas **punto muerto superior** (PMS) —la posición del émbolo cuando se forma el menor volumen en el cilindro— y **punto muerto inferior** (PMI) —la posición del émbolo cuando se forma el volumen más grande en el cilindro—. La distancia entre el PMS y el PMI es la más larga que el émbolo puede recorrer en una dirección y recibe el nombre de **carrera** del motor. El diámetro del pistón se llama **calibre**. El aire o una mezcla de aire y combustible se introducen al cilindro por la **válvula de admisión**, y los productos de combustión se expelen del cilindro por la **válvula de escape**.

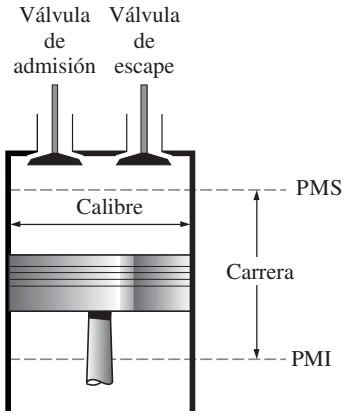


Figura 9-9
Nomenclatura para motores reciprocantes.

El volumen mínimo formado en el cilindro cuando el émbolo está en el PMS se denomina **volumen de espacio libre** (Fig. 9-10). El volumen desplazado por el émbolo cuando se mueve entre el PMS y el PMI se llama **volumen de desplazamiento**. La relación entre el máximo volumen formado en el cilindro y el volumen mínimo (espacio libre) recibe el nombre de **relación de compresión** r del motor:

$$r = \frac{V_{máx}}{V_{mín}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} \tag{9-3}$$

Observe que la relación de compresión es una *relación de volumen* y no debe confundirse con la relación de presión.

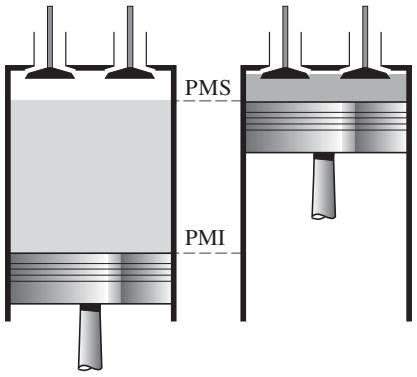
Otro término empleado en las máquinas reciprocantes es la **presión media efectiva** (PME), una presión ficticia que, si actuara sobre el émbolo durante toda la carrera de potencia, produciría la misma cantidad de trabajo neto que el producido durante el ciclo real (Fig. 9-11). Es decir,

$$W_{neto} = \text{PME} \times \text{área del émbolo} \times \text{carrera} = \text{PME} \times \text{volumen de desplazamiento}$$

o

$$\text{PME} = \frac{W_{neto}}{V_{máx} - V_{mín}} = \frac{w_{neto}}{v_{máx} - v_{mín}} \qquad (\text{kPa}) \tag{9-4}$$

La presión media efectiva puede ser usada como parámetro para comparar el desempeño de máquinas reciprocantes de igual tamaño. La máquina que tiene un valor mayor de PME entregará más trabajo neto por ciclo y por lo tanto se desempeñará mejor.



a) Volumen de desplazamiento *b*) Volumen de espacio libre

Figura 9-10
Volúmenes de desplazamiento y de espacio libre de un motor reciprocante.

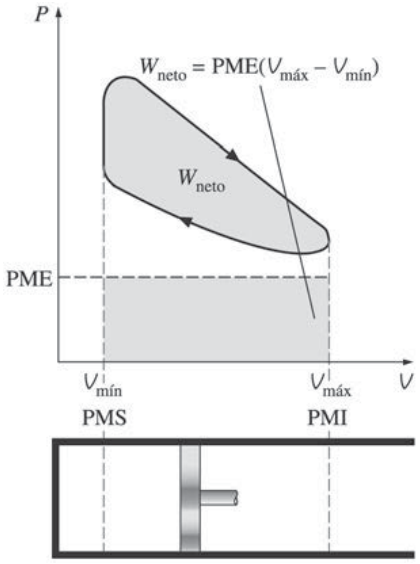


Figura 9-11

La salida neta de trabajo de un ciclo es equivalente al producto de la presión media efectiva por el volumen de desplazamiento.

Las máquinas reciprocantes se clasifican como **máquinas de encendido (ignición) por chispa** (ECH) o **máquinas de encendido (ignición) por compresión** (ECOM), según como se inicie el proceso de combustión en el cilindro. En las máquinas ECH, la combustión de la mezcla de aire y combustible se inicia con una chispa en la bujía, mientras que en las ECOM la mezcla de aire y combustible se autoenciende como resultado de comprimirla arriba de su temperatura de autoencendido. En las siguientes dos secciones se estudian los *ciclos de Otto* y *Diesel*, los cuales son los ciclos ideales para las máquinas reciprocantes ECH y ECOM, respectivamente.

9-5 ▪ Ciclo de Otto: el ciclo ideal para las máquinas de encendido por chispa

El ciclo de Otto es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido por chispa. Recibe ese nombre en honor a Nikolaus A. Otto, quien en 1876, en Alemania, construyó una exitosa máquina de cuatro tiempos utilizando el ciclo propuesto por el francés Beau de Rochas en 1862. En la mayoría de las máquinas de encendido por chispa el émbolo ejecuta cuatro tiempos completos (dos ciclos mecánicos) dentro del cilindro, y el cigüeñal completa dos revoluciones por cada ciclo termodinámico. Estas máquinas son llamadas máquinas de combustión interna de **cuatro tiempos**. Un diagrama esquemático de cada tiempo, así como el diagrama *P-v* para una máquina real de encendido por chispa de cuatro tiempos se presenta en la figura 9-12*a*).

Inicialmente, tanto la válvula de admisión como la de escape están cerradas y el émbolo se encuentra en su posición más baja (PMI). Durante la *carrera*

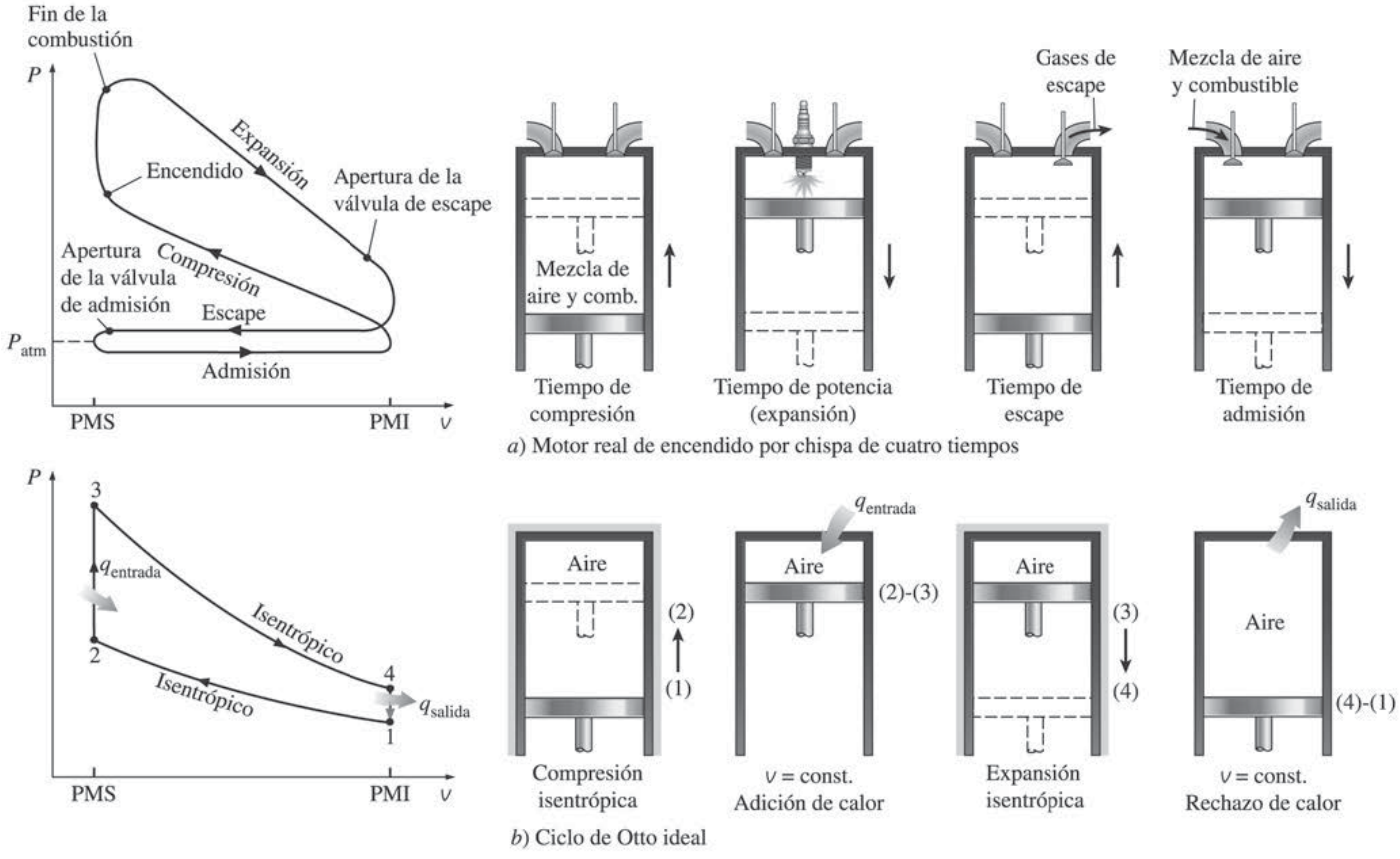


Figura 9-12

Ciclos real e ideal en motores de encendido por chispa y sus diagramas *P-v*.

de compresión, el émbolo se mueve hacia arriba y comprime la mezcla de aire y combustible. Un poco antes de que el émbolo alcance su posición más alta (PMS), la bujía produce una chispa y la mezcla se enciende, con lo cual aumenta la presión y la temperatura del sistema. Los gases de alta presión impulsan al émbolo hacia abajo, el cual a su vez obliga a rotar al cigüeñal, lo que produce una salida de trabajo útil durante la *carrera de expansión* o *carrera de potencia*. Hacia el final de la carrera de expansión, la válvula de escape se abre y los gases de combustión que están por encima de la presión atmosférica salen expulsados del cilindro por la válvula de escape abierta. Este proceso se conoce como **carrera de escape**, y la mayoría de los gases de combustión salen del cilindro para cuando el pistón alcanza su posición más baja. El cilindro sigue llenándose con gases producto de la combustión a una presión inferior y en su posición más baja. Después el émbolo se mueve hacia arriba una vez más y evacua los gases de escape por la válvula de escape (*carrera de escape*), para descender por segunda vez extrayendo una mezcla fresca de aire y combustible a través de la válvula de admisión (*carrera de admisión*). Observe que la presión en el cilindro está un poco arriba del valor atmosférico durante la carrera de escape y un poco abajo durante la carrera de admisión.

En las **máquinas de dos tiempos**, las cuatro funciones descritas anteriormente se ejecutan sólo en dos tiempos: el de potencia y el de compresión. En estas máquinas el cárter se sella y el movimiento hacia fuera del émbolo se emplea para presurizar ligeramente la mezcla de aire y combustible en el cárter, como se muestra en la figura 9-13. Además, las válvulas de admisión y de escape se sustituyen por aberturas en la porción inferior de la pared del cilindro. Durante la última parte de la carrera de potencia, el émbolo descubre primero el puerto de escape permitiendo que los gases de escape sean parcialmente expelidos, entonces se abre el puerto de admisión permitiendo que la mezcla fresca de aire y combustible se precipite en el interior e impulse la mayor parte de los gases de escape restantes hacia fuera del cilindro. Esta mezcla es entonces comprimida cuando el émbolo se mueve hacia arriba durante la carrera de compresión y se enciende subsecuentemente mediante una bujía.

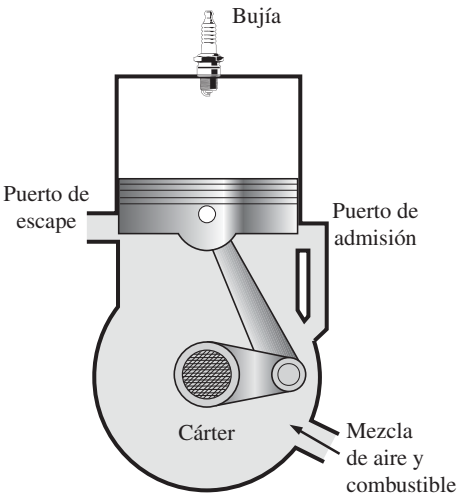


Figura 9-13
Diagrama esquemático de un motor reciprocante de dos tiempos.

Las máquinas de dos tiempos son generalmente menos eficientes que sus contrapartes de cuatro tiempos, debido a la expulsión incompleta de los gases de escape y la expulsión parcial de la mezcla fresca de aire y combustible con los gases de escape. Sin embargo, son más sencillas y económicas y tienen altas relaciones entre potencia y peso así como entre potencia y volumen, lo cual las hace más adecuadas en aplicaciones que requieren tamaño y peso pequeños como motocicletas, sierras de cadena y podadoras de pasto (Fig. 9-14).

Figura 9-14
Las máquinas de dos tiempos son comúnmente usadas en las motocicletas y máquinas podadoras.

© John A. Rizzo/Getty Images RF

Los avances en varias tecnologías —como la inyección directa de combustible, la combustión de carga estratificada y los controles electrónicos— han renovado el interés en las máquinas de dos tiempos porque ofrecen un alto rendimiento y mayor economía de combustible, al mismo tiempo que pueden satisfacer los futuros y más estrictos requerimientos sobre emisiones contaminantes. Para determinados peso y desplazamiento, un motor de dos tiempos bien diseñado puede brindar significativamente más potencia que su contraparte de cuatro tiempos porque producen potencia en cada revolución de la máquina en lugar de producirla en una sí y en otra no. En los nuevos motores de dos tiempos, el rocío de combustible altamente atomizado que se inyecta dentro de la cámara de combustión al final de la carrera de compresión permite que el combustible se queme de manera mucho más completa. Este combustible se rocía después de que la válvula de escape se cierra, lo que evita que el combustible no quemado sea emitido a la atmósfera. Con la combustión estratificada, la flama que se inicia al encender una pequeña cantidad de una rica mezcla de combustible y aire cerca de la bujía, se propaga por la cámara de combustión llena con una mezcla escasa de combustible, lo cual origina una combustión mu-

cho más limpia. Asimismo, el avance en la electrónica hace posible asegurar la operación óptima bajo condiciones variables de carga y velocidad del motor. Las principales compañías de automóviles realizan programas de investigación para motores de dos tiempos que se espera que vuelvan a aparecer en el futuro cercano.

El análisis termodinámico de los ciclos reales de cuatro y dos tiempos antes descritos no es una tarea simple. Sin embargo, el análisis puede simplificarse de manera significativa si se utilizan las suposiciones de aire estándar, ya que el ciclo que resulta y que es parecido a las condiciones de operación reales es el **ciclo de Otto** ideal, el cual se compone de cuatro procesos reversibles internamente:

1-2 Compresión isentrópica
2-3 Adición de calor a volumen constante
3-4 Expansión isentrópica
4-1 Rechazo de calor a volumen constante

La ejecución del ciclo de Otto en un dispositivo de émbolo y cilindro junto a un diagrama P-v se ilustra en la figura 9-12*b*). El diagrama T-s del ciclo de Otto se presenta en la figura 9-15.

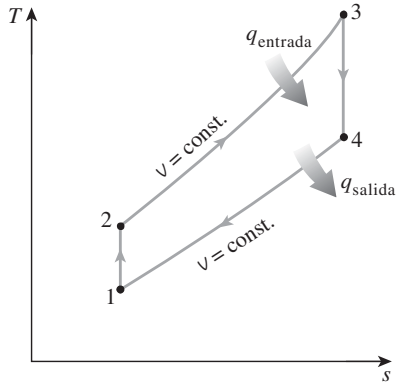


Figura 9-15
Diagrama T-s para el ciclo de Otto.

El ciclo de Otto ideal mostrado en la figura 9-12*b*) tiene una desventaja. Este ciclo ideal consta de dos tiempos equivalentes a un ciclo mecánico o a una rotación de cigüeñal. Por otra parte, la operación de un motor real mostrada en la figura 9-12*a*) implica cuatro tiempos equivalentes a dos ciclos mecánicos o dos rotaciones de cigüeñal. Esto se puede corregir incluyendo carreras de admisión y escape en el ciclo de Otto ideal, como se muestra en la figura 9-16. En este ciclo modificado, una mezcla de aire-combustible (aproximado al aire debido a los supuestos de aire-estándar) entra al cilindro a través de la válvula abierta de admisión a una presión atmosférica P_0 durante el proceso 0-1 mientras el pistón se mueve de PMS al PMI. La válvula de admisión se cierra en el estado 1 y el aire se comprime isentrópicamente para dar paso al estado 2. El calor se transfiere a un volumen constante (proceso 2-3); se expande isentrópicamente al estado 4; y el calor se cede a un volumen constante (proceso 4-1). Los gases producidos durante la combustión (nuevamente aproximados al aire) son expulsados a través de la válvula de escape abierta (proceso 1-0) mientras la presión permanece constante a P_0.

El ciclo de Otto modificado mostrado en la figura 9-16 se ejecuta en un sistema abierto durante los procesos de admisión y escape, y en un sistema cerrado durante los cuatro procesos restantes. Debemos señalar que el proceso de adición de calor a volumen constante (2-3) en el ciclo de Otto ideal reemplaza al proceso de combustión de la operación del motor real, mientras que el proceso de cesión de calor a volumen constante (4-1) reemplaza a la carrera de escape.

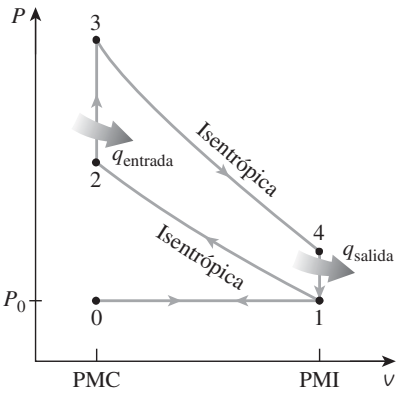


Figura 9-16
Diagrama P-v del ciclo de Otto ideal que incluye carreras de entrada y salida.

Las interacciones de trabajo durante los procesos de admisión a presión constante (0-1) y de expulsión a presión constante (1-0) pueden expresarse como

$$W_{\text{salida},0-1} = P_0(v_1 - v_0)$$

$$W_{\text{entrada},1-0} = P_0(v_1 - v_0)$$

Estos dos procesos se anulan entre sí, pues el trabajo producido durante la admisión es igual al trabajo de entrada durante el escape. Entonces, el ciclo se reduce al de la figura 9-12*b*). Por lo tanto, la inclusión de los procesos de admisión y escape no tiene efecto en la producción neta de trabajo en el ciclo. No obstante, cuando se calcula la potencia producida por ciclo durante un análisis del ciclo de Otto ideal, debemos considerar el hecho de que dicho ciclo tiene cuatro tiempos tal como un motor de cuatro tiempos de combustión interna. Esto se ilustra en la última parte del ejemplo 9-2.

El ciclo de Otto se ejecuta en un sistema cerrado, y sin tomar en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial, el balance de energía para cualquiera de los procesos se expresa, por unidad de masa, como

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = \Delta u \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{9-5}$$

No hay trabajo involucrado durante los dos procesos de transferencia de calor porque ambos toman lugar a volumen constante. Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo puede expresarse como

$$q_{\text{entrada}} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2) \tag{9-6a}$$

y

$$q_{\text{salida}} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \tag{9-6b}$$

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal supuesto para el aire estándar frío es

$$\eta_{\text{tér,Otto}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos, y $v_2 = v_3$ y $v_4 = v_1$. Por lo tanto,

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \tag{9-7}$$

Sustituyendo estas ecuaciones en la relación de la eficiencia térmica y simplificando, se obtiene

$$\eta_{\text{tér,Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \tag{9-8}$$

donde

$$r = \frac{V_{\text{máx}}}{V_{\text{mín}}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2} \tag{9-9}$$

que es la **relación de compresión**, y k es la relación de calores específicos c_p/c_v.

En la ecuación 9-8 se muestra que bajo las suposiciones de aire estándar frío, la eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal depende de la relación de compresión de la máquina y de la relación de calores específicos del fluido de trabajo. La eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal aumenta tanto con la relación de compresión como con la relación de calores específicos. Esto también es cierto para las máquinas de combustión interna reales de encendido por chispa. Una gráfica de la eficiencia térmica contra la relación de compresión se presenta en la figura 9-17 para $k = 1.4$, el cual es el valor de la relación de calores específicos del aire a temperatura ambiente. Para una relación de compresión dada, la eficiencia térmica de una máquina real de encendido por chispa será menor que la de un ciclo de Otto ideal debido a irreversibilidades como la fricción y a otros factores, como la combustión incompleta.

En la figura 9-17 es posible ver que la curva de la eficiencia térmica está más inclinada a relaciones de compresión bajas, pero se nivela a partir de un valor de relación de compresión aproximadamente de 8. Por consiguiente, el aumento en la eficiencia térmica con la relación de compresión no es tan pronunciado en relaciones de compresión elevadas. Asimismo, cuando se emplean altas relaciones de compresión, la temperatura de la mezcla de aire y combustible se eleva por encima de la temperatura de autoencendido del combustible (temperatura a la que el combustible se enciende sin la ayuda de una chispa) durante el proceso de combustión, con lo que causa un temprano y rápido quemado del combustible en algún punto o puntos delanteros de la frente de la flama, seguido por una combustión casi instantánea del gas remanente. Este encendido prematuro del combustible, denominado **autoencendido**, produce un ruido audible que recibe el nombre de **golpeteo del motor** o **cascabeleo**. El autoen-

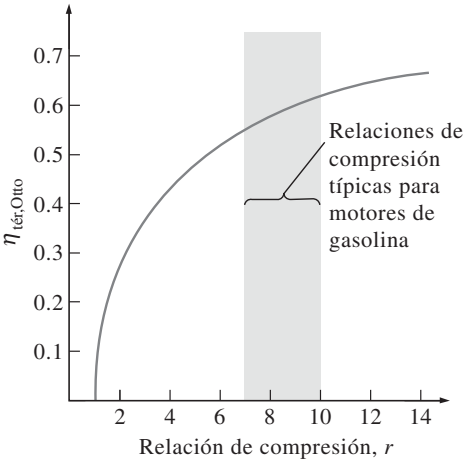


Figura 9-17
La eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal como una función de la relación de compresión ($k = 1.4$).

cendido en las máquinas de encendido por chispa no puede tolerarse debido a que perjudica el desempeño y puede dañar la máquina. El requerimiento de que el autoencendido no deba permitirse impone un límite superior en las relaciones de compresión que pueden usarse en las máquinas de combustión interna de encendido por chispa.

Las mejoras en la eficiencia térmica de máquinas de gasolina mediante el uso de relaciones de compresión más altas (hasta aproximadamente 12) sin que se enfrenten problemas de autoencendido, ha sido posible usando mezclas de gasolina que tienen buenas características de antidetonante, como la gasolina mezclada con tetraetilo de plomo. El tetraetilo de plomo se ha agregado a la gasolina desde 1920 debido a que es el método más económico para elevar el *índice de octano* u *octanaje*, que es una medida de la resistencia de un combustible al golpeteo del motor. Sin embargo, la gasolina con plomo tiene un efecto colateral muy indeseable: forma compuestos durante el proceso de combustión que contaminan el ambiente y son muy peligrosos para la salud. En un esfuerzo por combatir la contaminación del aire, a mediados de la década de 1970, el gobierno de Estados Unidos adoptó una política que originó la discontinuación eventual de la gasolina con plomo. Imposibilitados de emplear plomo, las refinadoras desarrollaron técnicas más elaboradas para mejorar las características antidetonantes de la gasolina. La mayor parte de los automóviles fabricados a partir de 1975 se han diseñado para usar gasolina sin plomo, y las relaciones de compresión se han reducido para evitar el golpeteo del motor. La disponibilidad de combustibles de alto octano hizo posible elevar nuevamente las proporciones de compresión en los años recientes. También, gracias a mejoras en otras áreas (reducción en el peso total del automóvil, diseño aerodinámico mejorado, etc.) los automóviles actuales ofrecen una mejor economía de combustible y en consecuencia permiten recorrer más kilómetros por litro de combustible. Esto es un ejemplo de cómo las decisiones de ingeniería implican compromisos, y la eficiencia es únicamente una de las consideraciones en el diseño final.

El segundo parámetro que afecta la eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal es la relación de calores específicos k. Para una relación de compresión dada, un ciclo de Otto ideal que emplea un gas monoatómico (como argón o helio, $k = 1.667$) como fluido de trabajo tendrá la eficiencia térmica más alta. La relación de calores específicos k, y por lo tanto la eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal, disminuye cuando las moléculas del fluido de trabajo son más grandes (Fig. 9-18). A temperatura ambiente, este valor es de 1.4 para el aire, de 1.3 para el dióxido de carbono y de 1.2 para el etano. El fluido de trabajo en máquinas reales contiene moléculas más grandes, como dióxido de carbono, y la relación de calores específicos disminuye con la temperatura, la cual es una de las razones por las que los ciclos reales tienen eficiencias térmicas más bajas que el ciclo de Otto ideal. La eficiencia térmica de máquinas reales de encendido por chispa varía de aproximadamente 25 a 30 por ciento.

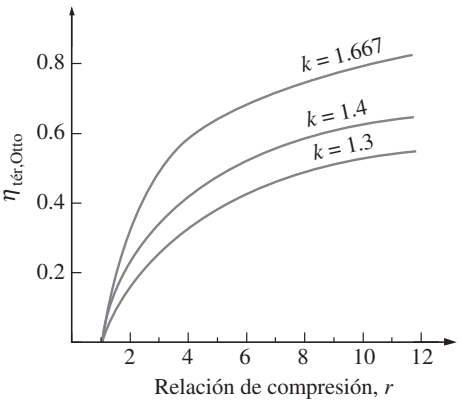


Figura 9-18
La eficiencia térmica del ciclo de Otto aumenta con la relación de calores específicos k del fluido de trabajo.

EJEMPLO 9-2 El ciclo de Otto ideal

Un ciclo de Otto ideal tiene una relación de compresión de 8. Al inicio del proceso de compresión el aire está a 100 kPa y 17 °C, y 800 kJ/kg de calor se transfieren a volumen constante hacia el aire durante el proceso de adición de calor. Tome en cuenta la variación de los calores específicos del aire con la temperatura y determine *a*) la temperatura y presión máximas que ocurren durante el ciclo, *b*) la salida de trabajo neto, *c*) la eficiencia térmica y *d*) la presión media efectiva en el ciclo. *e*) También, determine la potencia producida en el ciclo, en kW, para una velocidad de motor de 4 000 rpm (rev/min). Suponga que este ciclo es operado en un motor de 4 cilindros con un volumen de desplazamiento total de 1.6 L.

Solución Se considera un ciclo de Otto ideal. Se determinarán la temperatura y presión máximas, la salida de trabajo neto, la eficiencia térmica y la presión media efectiva en el ciclo.

Suposiciones **1** Las suposiciones de aire estándar son aplicables. **2** Los cambios de energías cinética y potencial son insignificantes. **3** Será considerada la variación de los calores específicos debido a la temperatura.

Análisis El diagrama *P-v* para el ciclo de Otto ideal descrito se muestra en la figura 9-19. Se observa que el aire contenido en el cilindro forma un sistema cerrado.

a) La temperatura y presión máximas en un ciclo de Otto ocurren al final del proceso de adición de calor a volumen constante (estado 3). Pero primero necesitamos determinar la temperatura y presión del aire al final del proceso isentrópico de compresión (estado 2), usando los datos de la tabla A-17:

$$T_1 = 290\ \text{K} \rightarrow u_1 = 206.91\ \text{kJ/kg}$$
$$v_{r1} = 676.1$$

Proceso 1-2 (compresión isentrópica de un gas ideal):

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{r} \rightarrow v_{r2} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{676.1}{8} = 84.51 \rightarrow T_2 = 652.4\ \text{K}$$
$$u_2 = 475.11\ \text{kJ/kg}$$

$$\frac{P_2 v_2}{T_2} = \frac{P_1 v_1}{T_1} \rightarrow P_2 = P_1\left(\frac{T_2}{T_1}\right)\left(\frac{v_1}{v_2}\right)$$
$$= (100\ \text{kPa})\left(\frac{652.4\ \text{K}}{290\ \text{K}}\right)(8) = 1\,799.7\ \text{kPa}$$

Proceso 2-3 (adición de calor a volumen constante):

$$q_{\text{entrada}} = u_3 - u_2$$
$$800\ \text{kJ/kg} = u_3 - 475.11\ \text{kJ/kg}$$
$$u_3 = 1\,275.11\ \text{kJ/kg} \rightarrow T_3 = \mathbf{1\,575.1\ K}$$
$$v_{r3} = 6.108$$

$$\frac{P_3 v_3}{T_3} = \frac{P_2 v_2}{T_2} \rightarrow P_3 = P_2\left(\frac{T_3}{T_2}\right)\left(\frac{v_2}{v_3}\right)$$
$$= (1.7997\ \text{MPa})\left(\frac{1\,575.1\ \text{K}}{652.4\ \text{K}}\right)(1) = \mathbf{4.345\ MPa}$$

b) La salida de trabajo neto para el ciclo se determina al encontrar mediante integración cada trabajo de frontera ($P\,dV$) implicado en cada proceso y sumándolos, o al encontrar la transferencia neta de calor que es equivalente al trabajo neto realizado durante el ciclo. Aquí se considera el último planteamiento. De cualquier modo, primero se necesita encontrar la energía interna del aire en el estado 4:

Proceso 3-4 (expansión isentrópica de un gas ideal):

$$\frac{v_{r4}}{v_{r3}} = \frac{v_4}{v_3} = r \rightarrow v_{r4} = r v_{r3} = (8)(6.108) = 48.864 \rightarrow T_4 = 795.6\ \text{K}$$
$$u_4 = 588.74\ \text{kJ/kg}$$

Proceso 4-1 (rechazo de calor a volumen constante):

$$-q_{\text{salida}} = u_1 - u_4 \rightarrow q_{\text{salida}} = u_4 - u_1$$
$$q_{\text{salida}} = 588.74 - 206.91 = 381.83\ \text{kJ/kg}$$

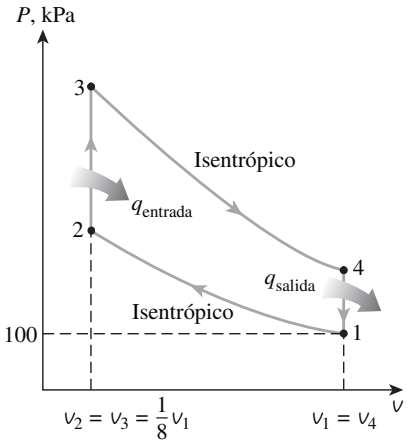


Figura 9-19
Diagrama *P-v* para el ciclo de Otto estudiado en el ejemplo 9-2.

Por lo tanto,

$$w_{\text{neto}} = q_{\text{neto}} = q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}} = 800 - 381.83 = \mathbf{418.17\ kJ/kg}$$

c) La eficiencia térmica del ciclo es determinada a partir de su definición:

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{418.17\ \text{kJ/kg}}{800\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.523\ o\ 52.3\%}$$

Bajo las suposiciones de aire estándar frío (valores de calores específicos constantes a temperatura ambiente), la eficiencia térmica sería (Ec. 9-8)

$$\eta_{\text{tér,Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} = 1 - r^{1-k} = 1 - (8)^{1-1.4} = 0.565\ \text{o}\ 56.5\%$$

la cual es considerablemente diferente del valor obtenido antes. Por lo tanto, debe tenerse cuidado al utilizar las suposiciones de aire estándar frío.

d) La presión media efectiva se determina por su definición, a partir de la ecuación 9-4:

$$\text{PME} = \frac{w_{\text{neto}}}{v_1 - v_2} = \frac{w_{\text{neto}}}{v_1 - v_1/r} = \frac{w_{\text{neto}}}{v_1(1 - 1/r)}$$

donde

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(290\ \text{K})}{100\ \text{kPa}} = 0.832\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Por lo tanto,

$$\text{PME} = \frac{418.17\ \text{kJ/kg}}{(0.832\ \text{m}^3/\text{kg})\left(1 - \frac{1}{8}\right)}\left(\frac{1\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3}{1\ \text{kJ}}\right) = \mathbf{574\ kPa}$$

e) La masa de aire total que entra por los 4 cilindros cuando están cargados es

$$m = \frac{V_d}{v_1} = \frac{0.0016\ \text{m}^3}{0.8323\ \text{m}^3/\text{kg}} = 0.001922\ \text{kg}$$

La producción neta de trabajo por el ciclo es

$$W_{\text{neto}} = mw_{\text{neto}} = (0.001922\ \text{kg})(418.17\ \text{kJ/kg}) = 0.8037\ \text{kJ}$$

Es decir, la producción neta de trabajo por ciclo termodinámico es 0.8037 kJ/ciclo. Observe que hay dos revoluciones por ciclo termodinámico ($n_{\text{rev}} = 2$ rev/ciclo) en un motor de cuatro tiempos (o en el ciclo de Otto ideal incluidas las carreras de admisión y escape), la potencia producida por el motor está determinada por

$$\dot{W}_{\text{neto}} = \frac{W_{\text{neto}}\dot{n}}{n_{\text{rev}}} = \frac{(0.8037\ \text{kJ/ciclo})(4\,000\ \text{rev/min})}{2\ \text{rev/ciclo}}\left(\frac{1\ \text{min}}{60\ \text{s}}\right) = \mathbf{26.8\ kW}$$

Análisis Si analizáramos la operación de un motor de dos tiempos en un ciclo de Otto ideal con los mismos valores, la potencia producida se calcularía como

$$\dot{W}_{\text{neto}} = \frac{W_{\text{neto}}\dot{n}}{n_{\text{rev}}} = \frac{(0.8037\ \text{kJ/ciclo})(4\,000\ \text{rev/min})}{1\ \text{rev/ciclo}}\left(\frac{1\ \text{min}}{60\ \text{s}}\right) = 53.6\ \text{kW}$$

Observe que hay una revolución en un ciclo termodinámico en un motor de dos tiempos.

9-6 ▪ Ciclo Diesel: el ciclo ideal para las máquinas de encendido por compresión

El ciclo Diesel es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes ECOM. El motor ECOM, por primera vez propuesto por Rudolph Diesel en la década de 1890, es muy similar al motor ECH estudiado en la última sección; la diferencia principal está en el método de inicio de la combustión. En los motores de encendido por chispa (conocidos también como *motores de gasolina*), la mezcla de aire y combustible se comprime hasta una temperatura inferior a la temperatura de autoencendido del combustible y el proceso de combustión se inicia al encender una bujía. En los motores ECOM (también conocidos como *motores diesel*) el aire se comprime hasta una temperatura que es superior a la temperatura de autoencendido del combustible, y la combustión inicia al contacto, cuando el combustible se inyecta dentro de este aire caliente. Por lo tanto, en los motores diesel la bujía y el carburador son sustituidos por un inyector de combustible (Fig. 9-20).

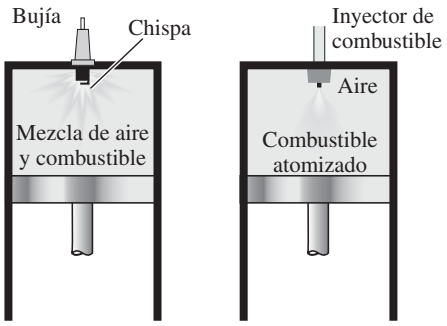
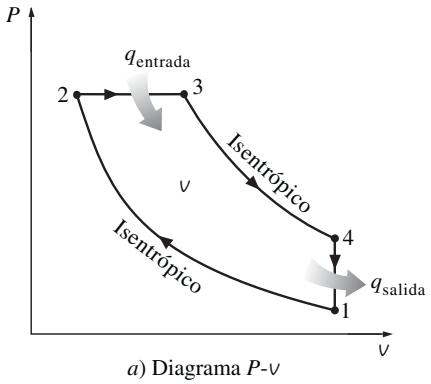


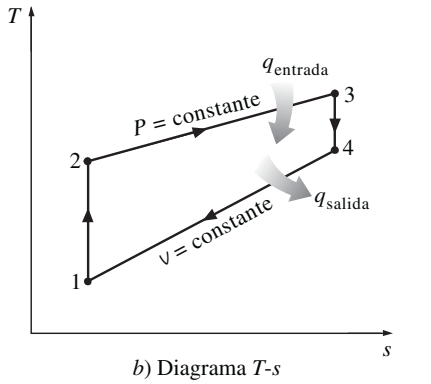
Figura 9-20
En los motores diesel la bujía se reemplaza por un inyector de combustible, y sólo se comprime el aire durante el proceso de compresión.

En los motores de gasolina, una mezcla de aire y combustible se comprime durante la carrera de compresión, mientras que las relaciones de compresión están limitadas por el comienzo del autoencendido o el golpeteo del motor. En los diesel, solamente el aire se comprime durante la carrera de compresión, eliminando la posibilidad de autoencendido. Por lo tanto, los motores diesel pueden ser diseñados para operar a relaciones de compresión mucho más altas, generalmente entre 12 y 24. No tener el problema del autoencendido conlleva otro beneficio: muchos de los exigentes requerimientos impuestos a la gasolina pueden ser eliminados, de manera que los combustibles menos refinados (y por lo tanto menos costosos) pueden utilizarse en los motores diesel.

El proceso de inyección de combustible en los motores diesel empieza cuando el émbolo se aproxima al PMS y continúa durante la primera parte de la carrera de potencia. Por lo tanto, en estos motores el proceso de combustión sucede durante un periodo más largo. Debido a esta mayor duración, el proceso de combustión en el ciclo Diesel ideal se obtiene como un proceso de adición de calor a presión constante. De hecho, éste es el único proceso donde los ciclos de Otto y Diesel difieren. Los tres procesos restantes son los mismos para ambos ciclos ideales. Es decir, el proceso 1-2 es una compresión isentrópica, el 2-3 adición de calor a presión constante, el 3-4 una expansión isentrópica y el 4-1 un rechazo de calor a volumen constante. La similitud entre los dos ciclos es también evidente en los diagramas P-v y T-s del ciclo Diesel, mostrados en la figura 9-21.



a) Diagrama P-v



b) Diagrama T-s

Figura 9-21
Diagramas T-s y P-v para el ciclo Diesel ideal.

Si se observa que el ciclo Diesel se ejecuta en un dispositivo de émbolo y cilindro, que forma un sistema cerrado, la cantidad de calor añadida al fluido de trabajo a presión constante y rechazada por éste a volumen constante puede expresarse como

$$q_{entrada} - w_{b,salida} = u_3 - u_2 \rightarrow q_{entrada} = P_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2) = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \qquad \textbf{(9-10}a\textbf{)}$$

y

$$-q_{salida} = u_1 - u_4 \rightarrow q_{salida} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \qquad \textbf{(9-10}b\textbf{)}$$

Entonces, la eficiencia térmica de un ciclo Diesel ideal bajo las suposiciones de aire estándar frío se vuelve

$$\eta_{tér,Diesel} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Ahora se define una nueva cantidad, la **relación de corte de admisión** r_c, como la relación de los volúmenes del cilindro antes y después del proceso de combustión:

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2} \tag{9-11}$$

Al usar esta definición y las relaciones de gas ideal isentrópicas para los procesos 1-2 y 3-4, la relación de la eficiencia térmica se reduce a

$$\eta_{\text{tér,Diesel}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)}\right] \tag{9-12}$$

donde r es la relación de compresión definida por la ecuación 9-9. Si se observa cuidadosamente la ecuación 9-12, se notará que bajo las suposiciones de aire estándar frío la eficiencia de un ciclo Diesel difiere de la de un ciclo de Otto por la cantidad que está entre paréntesis, la cual siempre es mayor que 1. Por lo tanto,

$$\eta_{\text{tér,Otto}} > \eta_{\text{tér,Diesel}} \tag{9-13}$$

cuando ambos ciclos operan a la misma relación de compresión. Asimismo, cuando la relación de corte de admisión disminuye, la eficiencia del ciclo Diesel aumenta (Fig. 9-22). Para el caso límite de $r_c = 1$, la cantidad entre paréntesis se vuelve la unidad (¿puede usted demostrarlo?), y las eficiencias de los ciclos de Otto y Diesel se vuelven idénticas. Recuerde, sin embargo, que los motores diesel operan con relaciones de compresión mucho más altas, por lo que suelen ser más eficientes que los de encendido por chispa (gasolina). Los motores diesel también queman el combustible de manera más completa, ya que usualmente operan a menores revoluciones por minuto y la relación de masa de aire y combustible es mucho mayor que en los motores de encendido por chispa. Las eficiencias térmicas de los motores diesel varían aproximadamente entre 35 y 40 por ciento.

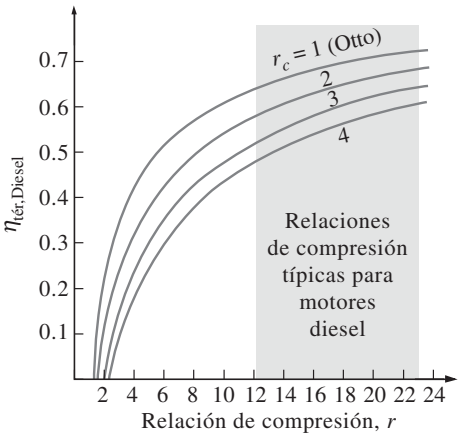


Figura 9-22

Eficiencia térmica del ciclo Diesel ideal como una función de las relaciones de compresión y de cierre de admisión ($k = 1.4$).

La mayor eficiencia y el menor costo de combustible de los motores diesel los convierte en la opción más indicada para aplicaciones que requieren cantidades relativamente grandes de potencia, como los motores de locomotoras, las unidades de generación de electricidad de emergencia, grandes barcos y pesados camiones. Un ejemplo de qué tan grande puede ser un motor diesel es el de 12 cilindros construido en 1964 por la corporación italiana Fiat, el cual tenía una salida de potencia normal de 25 200 hp (18.8 MW) a 122 rpm, un diámetro del cilindro de 90 cm y una carrera de 91 cm.

En los motores de ignición y compresión de alta velocidad, se inyecta combustible en la cámara de combustión con una rapidez mucho mayor en comparación con los primeros motores diesel. El combustible inicia su ignición en una etapa avanzada del ciclo de compresión y, en consecuencia, parte de la combustión tiene lugar casi a volumen constante. La inyección de combustible continúa hasta que el pistón alcanza el centro muerto superior, y la combustión del combustible mantiene alta la presión hasta bien entrado el ciclo de expansión. Así, el proceso completo de combustión se puede modelar mejor como la combinación de procesos a volumen constante y a presión constante. El ciclo ideal basado en este concepto recibe el nombre de **ciclo dual** y su diagrama P-v se presenta en la figura 9-23. Las cantidades relativas de calor transferido durante cada proceso pueden ajustarse para asemejar al ciclo real con mayor exactitud. Observe que tanto el ciclo de Otto como el Diesel pueden obtenerse como casos especiales del ciclo dual. El ciclo Dual es un modelo más realista que el ciclo diesel para representar motores modernos de alta velocidad encendidos por compresión.

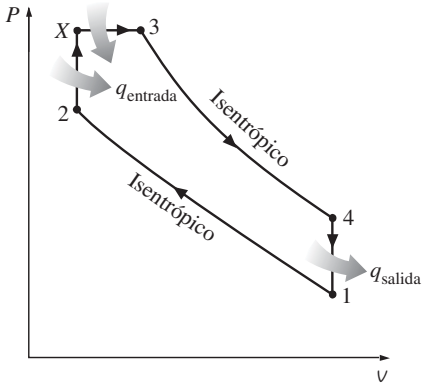


Figura 9-23

Diagrama P-v para el ciclo dual ideal.

EJEMPLO 9-3 El ciclo Diesel ideal

Un ciclo Diesel ideal con aire como fluido de trabajo tiene una relación de compresión de 18 y una relación de corte de admisión de 2. Al principio del proceso de compresión el fluido de trabajo está a 14.7 psia, 80 °F y 117 pulg^3. Utilice las suposiciones de aire estándar frío y determine *a*) la temperatura y presión del aire al final de cada proceso, *b*) la salida de trabajo neto y la eficiencia térmica y *c*) la presión media efectiva.

Solución Se tiene un ciclo Diesel ideal. Se determinará la temperatura y la presión al final de cada proceso, la salida de trabajo neto y la eficiencia térmica, así como la presión media efectiva.

Suposiciones **1** Las suposiciones de aire estándar frío son aplicables, por lo tanto puede suponerse que el aire tiene calores específicos constantes a temperatura ambiente. **2** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes.

Propiedades La constante del aire es $R = 0.3704$ psia · pie^3/lbm · R, mientras que sus otras propiedades a temperatura ambiente son $c_p = 0.240$ Btu/lbm · R, $c_V = 0.171$ Btu/lbm · R y $k = 1.4$ (Tabla A-2E*a*).

Análisis El diagrama *P-V* del ciclo Diesel ideal se muestra en la figura 9-24. Observe que el aire contenido en el cilindro forma un sistema cerrado.

a) Los valores de la temperatura y la presión al final de cada proceso pueden determinarse si se utilizan las relaciones isentrópicas de gas ideal para los procesos 1-2 y 3-4. Pero primero determine los volúmenes al final de cada proceso a partir de las definiciones de la relación de compresión y de la relación de corte de admisión:

$$V_2 = \frac{V_1}{r} = \frac{117 \text{ pulg}^3}{18} = 6.5 \text{ pulg}^3$$

$$V_3 = r_c V_2 = (2)(6.5 \text{ pulg}^3) = 13 \text{ pulg}^3$$

$$V_4 = V_1 = 117 \text{ pulg}^3$$

Proceso 1-2 (compresión isentrópica de un gas ideal, calores específicos constantes):

$$T_2 = T_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = (540 \text{ R})(18)^{1.4-1} = \mathbf{1\,716 \text{ R}}$$

$$P_2 = P_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k} = (14.7 \text{ psia})(18)^{1.4} = \mathbf{841 \text{ psia}}$$

Proceso 2-3 (adición de calor a un gas ideal a presión constante):

$$P_3 = P_2 = \mathbf{841 \text{ psia}}$$

$$\frac{P_2V_2}{T_2} = \frac{P_3V_3}{T_3} \rightarrow T_3 = T_2\left(\frac{V_3}{V_2}\right) = (1\,716 \text{ R})(2) = \mathbf{3\,432 \text{ R}}$$

Proceso 3-4 (expansión isentrópica de un gas ideal, calores específicos constantes):

$$T_4 = T_3\left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = (3\,432 \text{ R})\left(\frac{13 \text{ pulg}^3}{117 \text{ pulg}^3}\right)^{1.4-1} = \mathbf{1\,425 \text{ R}}$$

$$P_4 = P_3\left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k} = (841 \text{ psia})\left(\frac{13 \text{ pulg}^3}{117 \text{ pulg}^3}\right)^{1.4} = \mathbf{38.8 \text{ psia}}$$

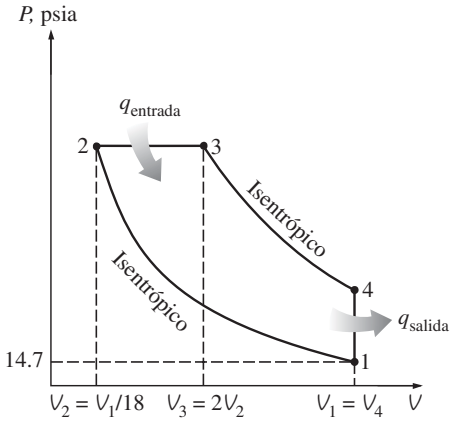


Figura 9-24

Diagrama *P-V* para el ciclo Diesel ideal analizado en el ejemplo 9-3.

b) El trabajo neto para un ciclo es equivalente a la transferencia de calor neta. Pero primero es necesario calcular la masa del aire:

$$m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(14.7 \text{ psia})(117 \text{ pulg}^3)}{(0.3704 \text{ psia} \cdot \text{pie}^3/\text{lbm} \cdot \text{R})(540 \text{ R})}\left(\frac{1 \text{ pie}^3}{1\,728 \text{ pulg}^3}\right) = 0.00498 \text{ lbm}$$

El proceso 2-3 es de adición de calor a presión constante, para el cual el trabajo de frontera y Δu pueden combinarse para formar Δh. Por lo tanto,

$$\begin{aligned} Q_{\text{entrada}} &= m(h_3 - h_2) = mc_p(T_3 - T_2) \\ &= (0.00498 \text{ lbm})(0.240 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R})[(3\,432 - 1\,716) \text{ R}] \\ &= 2.051 \text{ Btu} \end{aligned}$$

El proceso 4-1 es de rechazo de calor a volumen constante (no incluye interacciones de trabajo) y la cantidad de calor rechazado es

$$\begin{aligned} Q_{\text{salida}} &= m(u_4 - u_1) = mc_v(T_4 - T_1) \\ &= (0.00498 \text{ lbm})(0.171 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R})[(1\,425 - 540) \text{ R}] \\ &= 0.754 \text{ Btu} \end{aligned}$$

Por lo tanto,

$$W_{\text{neto}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} = 2.051 - 0.754 = \mathbf{1.297 \text{ Btu}}$$

Entonces, la eficiencia térmica es

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{\text{entrada}}} = \frac{1.297 \text{ Btu}}{2.051 \text{ Btu}} = \mathbf{0.632 \text{ o } 63.2\%}$$

La eficiencia térmica de este ciclo Diesel bajo las suposiciones de aire estándar frío podría determinarse también de la ecuación 9-12.

c) La presión media efectiva se determina a partir de su definición, de la ecuación 9-4:

$$\text{PME} = \frac{W_{\text{neto}}}{V_{\text{máx}} - V_{\text{mín}}} = \frac{W_{\text{neto}}}{V_1 - V_2} = \frac{1.297 \text{ Btu}}{(117 - 6.5)\text{pulg}^3}\left(\frac{778.17 \text{ lbf} \cdot \text{pie}}{1 \text{ Btu}}\right)\left(\frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}}\right)$$
$$= \mathbf{110 \text{ psia}}$$

Comentario Observe que una presión constante de 110 psia durante la carrera de potencia produciría la misma salida de trabajo neto que el ciclo Diesel completo.

9-7 ▪ Ciclos Stirling y Ericsson

Los ciclos ideales de Otto y Diesel ya analizados se componen por completo de procesos internamente reversibles, por lo que son ciclos internamente reversibles. Sin embargo, estos ciclos no son totalmente reversibles, dado que incluyen transferencia de calor debido a una diferencia finita de temperatura durante los procesos no isotérmicos de adición y rechazo de calor, los cuales son irreversibles. Por consiguiente, la eficiencia térmica de un motor de Otto o Diesel será menor que la de un motor de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura.

Considere una máquina térmica que opera entre una fuente de calor T_H y un sumidero a T_L. Para que el ciclo de la máquina térmica sea totalmente reversible, la diferencia de temperatura entre el fluido de trabajo y la fuente (o sumidero) nunca debe exceder una cantidad diferencial dT durante cualquier proceso

de transferencia de calor. Es decir, los procesos de adición y de rechazo de calor durante el ciclo deben suceder de modo isotérmico, uno a cierta temperatura de T_H y el otro a una temperatura de T_L. Esto es precisamente lo que sucede en un ciclo de Carnot.

Existen otros dos ciclos que implican un proceso de adición de calor isotérmico a T_H y un proceso de rechazo de calor isotérmico a T_L: el *ciclo Stirling* y el *ciclo Ericsson*. Éstos difieren del ciclo de Carnot en que los dos procesos isentrópicos son sustituidos por dos de regeneración a volumen constante en el ciclo Stirling, y por dos de regeneración a presión constante en el ciclo Ericsson. Ambos ciclos utilizan **regeneración**, un proceso en el que se transfiere calor hacia un dispositivo de almacenamiento de energía térmica (llamado *regenerador*) durante una parte del ciclo y se transfiere de nuevo hacia el fluido de trabajo durante otra (Fig. 9-25).

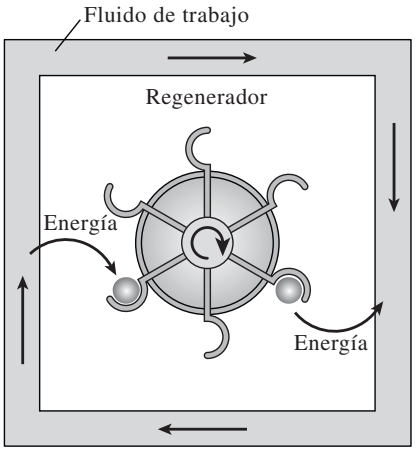


Figura 9-25

El regenerador es un dispositivo que pide prestada la energía al fluido de trabajo durante una parte del ciclo y que se la paga (sin intereses) durante otra parte.

En la figura 9-26*b*) se muestran los diagramas *T-s* y *P-v* del **ciclo Stirling**, el cual está integrado por cuatro procesos totalmente reversibles:

1-2 expansión a $T = constante$ (adición de calor de una fuente externa)

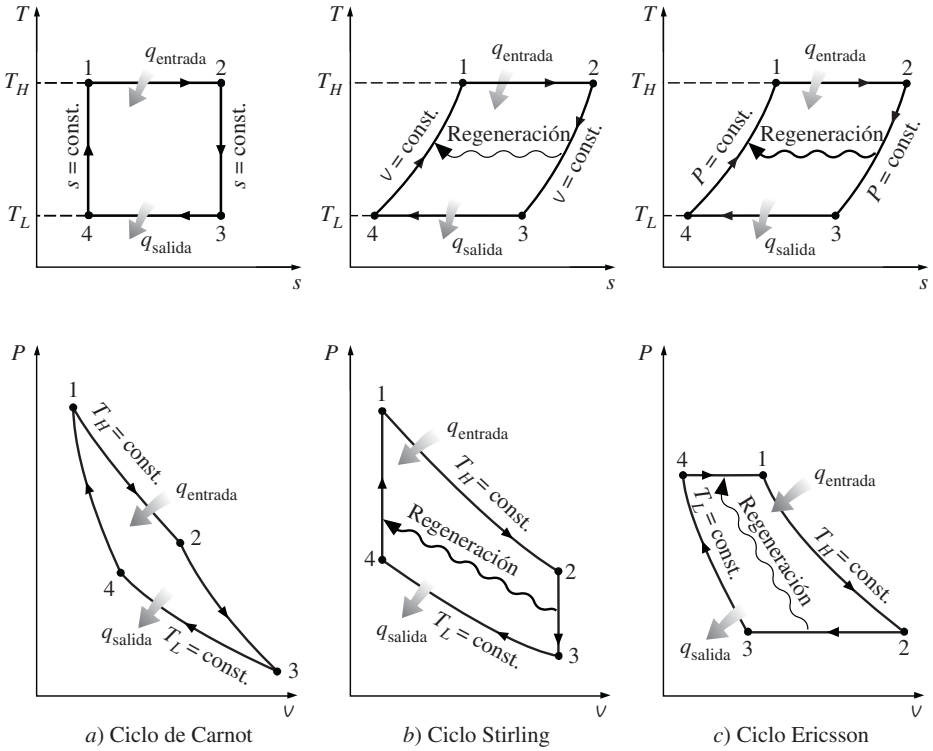
2-3 regeneración a $v = constante$ (transferencia de calor interna desde el fluido de trabajo hacia el regenerador)

3-4 compresión a $T = constante$ (rechazo de calor a un sumidero externo)

4-1 regeneración a $v = constante$ (nuevamente, transferencia de calor interna desde un regenerador hacia el fluido de trabajo)

La ejecución del ciclo Stirling requiere equipos de tecnología avanzada. Los motores Stirling reales, incluso el patentado originalmente por Robert Stirling, son muy pesados y complicados. Para evitar al lector complejidades, la ejecución del ciclo Stirling en un sistema cerrado se explica con la ayuda del motor hipotético mostrado en la figura 9-27.

Este sistema se compone de un cilindro con dos émbolos a los lados y un regenerador en medio. El regenerador puede ser una malla de alambre o cerámica



a) Ciclo de Carnot *b*) Ciclo Stirling *c*) Ciclo Ericsson

Figura 9-26

Diagramas *T-s* y *P-v* de los ciclos de Carnot, Stirling y Ericsson.

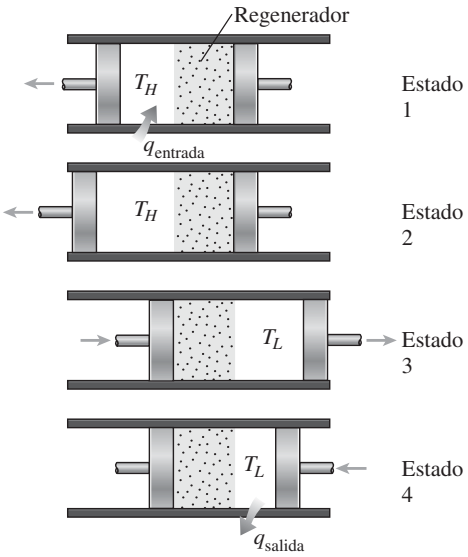


Figura 9-27
Ejecución del ciclo Stirling.

o cualquier tipo de tapón poroso con una alta masa térmica (masa por calor específico), que se emplea para el almacenamiento temporal de energía térmica. La masa del fluido de trabajo contenida dentro del regenerador en cualquier instante se considera insignificante.

Inicialmente, la cámara izquierda alberga todo el fluido de trabajo (un gas) que se encuentra a alta temperatura y presión. Durante el proceso 1-2 se añade calor al gas a T_H desde una fuente a T_H. Cuando el gas se expande isotérmicamente, el émbolo de la izquierda se mueve hacia fuera, efectúa trabajo y la presión del gas disminuye. Durante el proceso 2-3 los dos émbolos se mueven hacia la derecha a la misma velocidad (para mantener el volumen constante) hasta que todo el gas es introducido en la cámara derecha. Cuando el gas pasa por el regenerador se transfiere calor al regenerador y la temperatura del gas disminuye de T_H a T_L. Para que este proceso de transferencia de calor sea reversible, la diferencia de temperatura entre el gas y el regenerador no debe exceder una cantidad diferencial dT en cualquier punto. Así, la temperatura del regenerador será T_H en el extremo izquierdo del mismo y T_L en el derecho cuando se alcanza el estado 3. Durante el proceso 3-4 el émbolo de la derecha se mueve hacia dentro y comprime el gas, se transfiere calor del gas al sumidero a temperatura T_L, por lo que la temperatura del gas permanece constante en T_L mientras aumenta la presión. Por último, durante el proceso 4-1, ambos émbolos se mueven hacia la izquierda a la misma velocidad (para mantener el volumen constante) y empujan a todo el gas hacia la cámara izquierda. La temperatura del gas aumenta de T_L a T_H cuando pasa por el regenerador y toma la energía térmica almacenada ahí durante el proceso 2-3. Esto completa el ciclo.

Observe que el segundo proceso a volumen constante sucede a un volumen más pequeño que el primero y que la transferencia neta de calor hacia el regenerador durante un ciclo es cero. Es decir, la cantidad de energía almacenada en el regenerador durante el proceso 2-3 es igual a la cantidad de calor tomada por el gas durante el proceso 4-1.

Los diagramas T-s y P-v del **ciclo Ericsson** se presentan en la figura 9-26*c*). El ciclo Ericsson es muy similar al Stirling, salvo en que los dos procesos a volumen constante se sustituyen por otros dos a presión constante.

En la figura 9-28 se muestra un sistema de flujo estacionario que opera en un ciclo Ericsson. Aquí los procesos de expansión y compresión isotérmicos se ejecutan en un compresor y en una turbina, respectivamente, y un intercambiador de calor de contraflujo sirve como un regenerador. Los flujos de fluidos caliente y frío entran al intercambiador de calor desde extremos opuestos, entonces la transferencia de calor sucede entre los dos flujos. En el caso ideal, la diferencia de temperatura entre los dos fluidos no excede de una cantidad diferencial en cualquier punto, y el fluido frío sale del intercambiador de calor a la temperatura de entrada del fluido caliente.

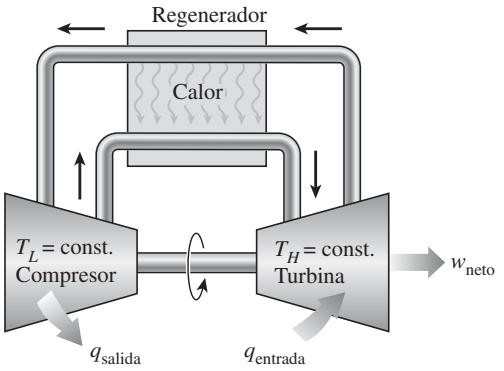


Figura 9-28
Ejecución del ciclo Ericsson.

Los ciclos Stirling y Ericsson son totalmente reversibles, como el de Carnot; por lo tanto, de acuerdo con el principio de Carnot, los tres ciclos tendrán la misma eficiencia térmica cuando operen entre los mismos límites de temperatura:

$$\eta_{\text{tér,Stirling}} = \eta_{\text{tér,Ericsson}} = \eta_{\text{tér,Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \tag{9-14}$$

Para el ciclo de Carnot, esto se demuestra en el ejemplo 9-1 y puede demostrarse de manera similar tanto para el ciclo Stirling como para el Ericsson.

EJEMPLO 9-4 Eficiencia térmica del ciclo Ericsson

Con un gas ideal como fluido de trabajo demuestre que la eficiencia térmica de un ciclo Ericsson es idéntica a la eficiencia de un ciclo de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura.

Solución Se debe demostrar que las eficiencias térmicas de los ciclos de Carnot y Ericsson son idénticas.

Análisis Durante el proceso 1-2, el calor es transferido hacia el fluido de trabajo isotérmicamente desde una fuente externa a temperatura T_H, y durante el proceso 3-4 es rechazado también isotérmicamente a un sumidero externo a temperatura T_L. Para un proceso isotérmico reversible, la transferencia de calor se relaciona con el cambio de entropía por

$$q = T\,\Delta s$$

El cambio de entropía de un gas ideal durante un proceso isotérmico es

$$\Delta s = c_p \ln \frac{\overset{0}{\cancel{T_e}}}{T_i} - R \ln \frac{P_e}{P_i} = -R \ln \frac{P_e}{P_i}$$

La entrada de calor y la salida de calor pueden expresarse como

$$q_{\text{entrada}} = T_H(s_2 - s_1) = T_H\left(-R \ln \frac{P_2}{P_1}\right) = RT_H \ln \frac{P_1}{P_2}$$

y

$$q_{\text{salida}} = T_L(s_4 - s_3) = -T_L\left(-R \ln \frac{P_4}{P_3}\right) = RT_L \ln \frac{P_4}{P_3}$$

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo Ericsson es

$$\eta_{\text{tér,Ericsson}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{RT_L \ln(P_4/P_3)}{RT_H \ln(P_1/P_2)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

puesto que $P_1 = P_4$ y $P_3 = P_2$. Observe que este resultado es independiente de si el ciclo se ejecuta en un sistema cerrado o de flujo estacionario.

Los ciclos Stirling y Ericsson son difíciles de llevar a cabo en la práctica porque incluyen transferencia de calor debida a una diferencia diferencial de temperatura en todos los componentes, incluyendo el regenerador. Esto requeriría proporcionar áreas superficiales demasiado grandes para la transferencia de calor o permitir un tiempo infinitamente largo para el proceso. Ninguno de los dos aspectos es práctico. En realidad, todos los procesos de transferencia de calor suceden debido a una diferencia finita de temperatura, el regenerador no tendrá una eficiencia de 100 por ciento y las pérdidas de presión en el regenerador serán considerables. Debido a estas limitaciones los ciclos Stirling y Ericsson han sido durante mucho tiempo sólo de interés teórico. Sin embargo, hay un renovado

interés en motores que operan en estos ciclos debido a su potencial en eficiencias más elevadas y mejor control de emisiones contaminantes. La Ford Motor Company, la General Motors Corporation y los Phillips Research Laboratories de los Países Bajos han desarrollado con éxito motores Stirling convenientes para camiones, autobuses e incluso automóviles. Es necesaria más investigación y desarrollo antes de que estos motores puedan competir con los de gasolina o diesel.

Tanto el motor Stirling como el Ericsson son motores de *combustión externa*. Es decir, el combustible en estos motores se quema fuera del cilindro, al contrario de los motores de gasolina o diesel, en los que el combustible se quema dentro del cilindro.

La combustión externa ofrece varias ventajas. Primero, puede usar una variedad amplia de combustibles como fuente de energía térmica. Segundo, hay más tiempo para la combustión, por lo tanto el proceso de combustión es más completo, lo que se traduce en menor contaminación del aire y en mayor extracción de energía del combustible. Tercero, estos motores operan en ciclos cerrados, por lo que un fluido de trabajo que tiene características más deseables (estable, químicamente inerte, de alta conductividad térmica) puede utilizarse como fluido de trabajo. El hidrógeno y el helio son dos gases que se emplean comúnmente en estos motores.

A pesar de las limitaciones físicas y los aspectos imprácticos asociados con ellos, tanto el ciclo Stirling como el Ericsson envían un fuerte mensaje a los ingenieros implicados en el diseño: *la regeneración incrementa la eficiencia*. No es una coincidencia que las modernas turbinas de gas y las centrales termoeléctricas de vapor hagan un uso extensivo de la regeneración. De hecho, el ciclo Brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración, el cual se utiliza en grandes centrales termoeléctricas de turbinas de gas y que se analiza posteriormente en este capítulo, se asemeja mucho al ciclo Ericsson.

9-8 ▪ Ciclo Brayton: el ciclo ideal para los motores de turbina de gas

El ciclo Brayton fue propuesto por George Brayton por vez primera para usarlo en el motor reciprocante que quemaba aceite desarrollado por él alrededor de 1870. Actualmente se utiliza en turbinas de gas donde los procesos tanto de compresión como de expansión suceden en maquinaria rotatoria. Las turbinas de gas generalmente operan en un *ciclo abierto*, como se observa en la figura 9-29. Se introduce aire fresco en condiciones ambiente dentro del compresor, donde su temperatura y presión se elevan. El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión, donde el combustible se quema a presión constante. Los gases de alta temperatura que resultan entran a la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, produciendo potencia. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan hacia fuera (no se recirculan), causando que el ciclo se clasifique como un ciclo abierto.

El ciclo de turbina de gas abierto descrito anteriormente puede modelarse como un *ciclo cerrado*, como se indica en la figura 9-30, empleando las suposiciones de aire estándar. En este caso los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero el proceso de combustión se sustituye por uno de adición de calor a presión constante desde una fuente externa, mientras que el proceso de escape se reemplaza por otro de rechazo de calor a presión constante hacia el aire ambiente. El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta en este ciclo cerrado es el **ciclo Brayton**, el cual está integrado por cuatro procesos internamente reversibles:

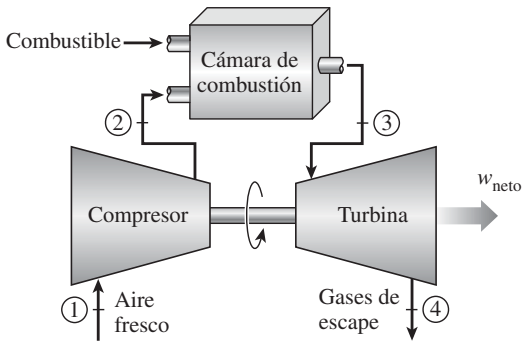


Figura 9-29
Un motor de turbina de gas de ciclo abierto.

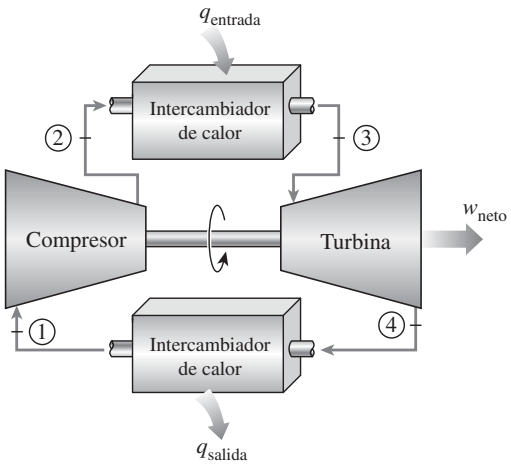


Figura 9-30
Un motor de turbina de gas de ciclo cerrado.

1-2 Compresión isentrópica (en un compresor)
2-3 Adición de calor a presión constante
3-4 Expansión isentrópica (en una turbina)
4-1 Rechazo de calor a presión constante

Los diagramas *T-s* y *P-v* de un ciclo Brayton ideal se muestran en la figura 9-31. Observe que los cuatro procesos del ciclo Brayton se ejecutan en dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto deben analizarse como procesos de flujo estacionario. Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, el balance de energía para un proceso de flujo estacionario puede expresarse, por unidad de masa, como

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_{salida} - h_{entrada} \quad \textbf{(9-15)}$$

Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo es

$$q_{entrada} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad \textbf{(9-16}\boldsymbol{a}\textbf{)}$$

y

$$q_{salida} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad \textbf{(9-16}\boldsymbol{b}\textbf{)}$$

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo Brayton ideal bajo las suposiciones de aire estándar frío se convierte en

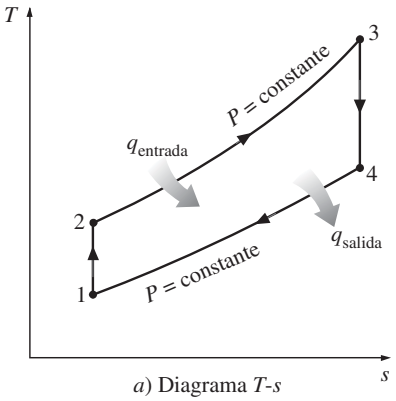
$$\eta_{tér,Brayton} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos, por lo que $P_2 = P_3$ y $P_4 = P_1$. Por lo tanto,

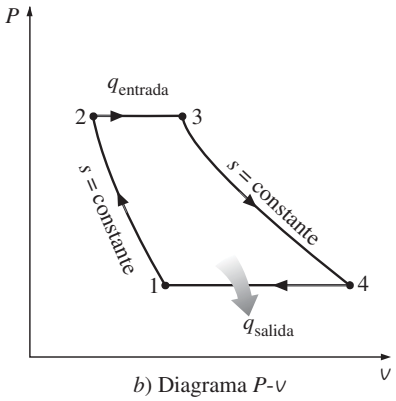
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$

Al sustituir estas ecuaciones en la relación de eficiencia térmica y al simplificar, se obtiene

$$\eta_{tér,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad \textbf{(9-17)}$$



a) Diagrama *T-s*



b) Diagrama *P-v*

Figura 9-31
Diagramas *T-s* y *P-v* para un ciclo Brayton ideal.

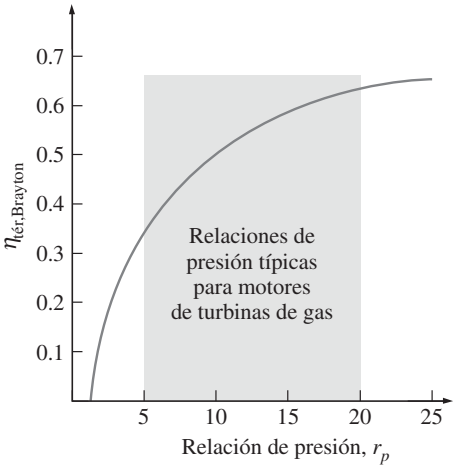


Figura 9-32

Eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal como una función de la relación de presión.

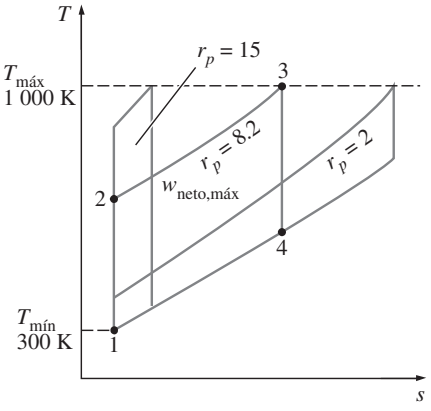


Figura 9-33

Para valores fijos de $T_{\text{mín}}$ y $T_{\text{máx}}$, el trabajo neto del ciclo Brayton aumenta primero con la relación de presión, después alcanza un máximo a $r_p = (T_{\text{máx}}/T_{\text{mín}})^{k/[2(k-1)]}$ y finalmente disminuye.

donde

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \tag{9-18}$$

es la **relación de presión** y k la relación de calores específicos. En la ecuación 9-17 se muestra que bajo las suposiciones de aire estándar frío la eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal depende de la relación de presión de la turbina de gas y de la relación de calores específicos del fluido de trabajo. La eficiencia térmica aumenta con ambos parámetros, que también es el caso para las turbinas de gases reales. Una gráfica de la eficiencia térmica contra la relación de presión se presenta en la figura 9-32 para $k = 1.4$, el cual es el valor de la relación de calores específicos del aire a temperatura ambiente.

La temperatura más alta en el ciclo ocurre al final del proceso de combustión (estado 3) y está limitada por la temperatura máxima que los álabes de la turbina pueden resistir. Esto también limita las relaciones de presión que pueden utilizarse en el ciclo. Para una temperatura de entrada fija de la turbina T_3, la salida de trabajo neto por ciclo aumenta con la relación de presiones, alcanza un máximo y después empieza a disminuir, como se observa en la figura 9-33. Por lo tanto, debe haber un compromiso entre la relación de presión (por consiguiente la eficiencia térmica) y la salida de trabajo neto. Con una menor salida de trabajo por ciclo se necesita una tasa de flujo másico más grande (y de este modo un sistema mayor) para mantener la misma salida de potencia, lo cual no puede ser económico. En muchos diseños comunes la relación de presión de turbinas de gas varía de 11 a 16.

En turbinas de gas el aire realiza dos importantes funciones: suministra el oxidante necesario para la combustión del combustible y sirve como un refrigerante para mantener la temperatura de diversos componentes dentro de límites seguros. La segunda función se realiza al extraer más aire del necesario para la combustión completa del combustible. En turbinas de gas una relación de masa de aire y combustible de 50 o mayor es muy común. Por lo tanto, en un análisis del ciclo, considerar como aire a los gases de combustión no causará un error significativo. Además, el flujo másico por la turbina será más grande que a través del compresor, pues la diferencia es igual al flujo másico del combustible. Así, suponer una tasa de flujo másico constante en el ciclo produce resultados conservadores en motores de turbinas de gas de ciclo abierto.

Las dos principales áreas de aplicación de las turbinas de gas son la *propulsión de aviones* y la *generación de energía eléctrica*. Cuando se emplean en propulsión de aviones, la turbina de gas produce la potencia suficiente para accionar tanto al compresor como a un pequeño generador que a su vez acciona al equipo auxiliar. Los gases de escape de alta velocidad son los responsables de producir el empuje necesario para impulsar la aeronave. Las turbinas de gas también se utilizan como centrales eléctricas estacionarias que producen energía eléctrica como unidades independientes o en conjunto con las centrales eléctricas de vapor en el lado de alta temperatura. En estas centrales los gases de escape de las turbinas de gas sirven como fuente de calor para el vapor. El ciclo de turbina de gas también puede ejecutarse como un ciclo cerrado para su utilización en centrales nucleares, en las que el fluido de trabajo no se limita al aire y puede emplearse un gas con características más convenientes (como el helio).

La mayor parte de las flotas navales del mundo occidental ya utilizan motores de turbinas de gas para propulsión y para la generación de energía eléctrica. Las turbinas de gas General Electric LM2500 utilizadas para impulsar barcos tienen una eficiencia térmica de ciclo simple de 37 por ciento. Las turbinas de gas General Electric WR-21 equipadas con interenfriamiento y regeneración tienen una eficiencia térmica de 43 por ciento y producen 21.6 MW (29 040 hp). La

regeneración también reduce la temperatura de escape de 600 °C (1 100 °F) a 350 °C (650 °F). El aire se comprime a 3 atm antes de entrar al interenfriador. Comparadas con la turbina de vapor y los sistemas de propulsión diesel, la turbina de gas ofrece mayor potencia para determinados tamaño y peso, alta confiabilidad, larga vida y operación más conveniente. El tiempo de arranque de la máquina se ha reducido de 4 horas requeridas para un sistema de propulsión típico con base en vapor de agua, a menos de 2 minutos para una turbina de gas. Muchos sistemas de propulsión marina modernos utilizan turbinas de gas junto con motores diesel debido al alto consumo de combustible de los motores de turbinas de gas de ciclo simple. En sistemas combinados de diesel y turbinas de gas, el diesel se utiliza para proporcionar de manera eficiente baja potencia y operación de crucero, mientras que la turbina de gas se emplea cuando se necesitan altas velocidades.

En las centrales eléctricas de turbina de gas, la relación entre el trabajo del compresor y el trabajo de la turbina, denominada **relación del trabajo de retroceso**, es muy alta (Fig. 9-34). Usualmente más de la mitad de la salida de trabajo de la turbina se utiliza para activar el compresor. La situación es aún peor cuando las eficiencias isentrópicas del compresor y de la turbina son bajas. Esto contrasta considerablemente con las centrales eléctricas de vapor, donde la relación de trabajo de retroceso es solamente un pequeño porcentaje. Sin embargo, esto no sorprende dado que un líquido se comprime en las centrales de energía de vapor en lugar de un gas, y el trabajo de flujo estacionario reversible es proporcional al volumen específico del fluido de trabajo.

Una central eléctrica con una alta relación del trabajo de retroceso requiere una turbina más grande para suministrar los requerimientos de energía adicionales del compresor. En consecuencia, las turbinas utilizadas en las centrales de turbina de gas son más grandes que las que se utilizan en las de vapor que para la misma salida de potencia neta.

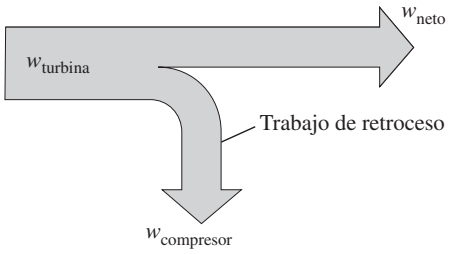


Figura 9-34

La fracción de trabajo de la turbina que se emplea para accionar el compresor se denomina relación del trabajo de retroceso.

Desarrollo de las turbinas de gas

La turbina de gas ha experimentado un progreso y un crecimiento fenomenal desde su primer desarrollo exitoso en la década de 1930. Las primeras turbinas de gas construidas en la década de 1940 e incluso en la de1950 tenían eficiencias de ciclo simple de alrededor de 17 por ciento debido a las bajas eficiencias del compresor y de la turbina, así como a las bajas temperaturas de entrada de la turbina dadas las limitaciones de la metalurgia de aquellos tiempos. Por lo tanto, las turbinas de gas tuvieron un uso limitado a pesar de su versatilidad y su capacidad de quemar gran variedad de combustibles. Los esfuerzos para mejorar la eficiencia del ciclo se concentraron en tres áreas:

1. Incrementar las temperaturas de entrada de la turbina (o de quemado) Éste ha sido el principal enfoque tomado para mejorar la eficiencia de la turbina de gas. Las temperaturas de entrada de éstas han aumentado en forma constante desde aproximadamente 540 °C (1 000 °F) en la década de 1940, hasta 1 425 °C (2 600 °F) e incluso mayor actualmente. Estos incrementos fueron posibles gracias al desarrollo de nuevos materiales y por las innovadoras técnicas de enfriamiento para componentes críticos, como la de revestir los álabes de la turbina con capas cerámicas y enfriarlos con aire de descarga del compresor. Mantener altas temperaturas de entrada a la turbina con la técnica de enfriamiento por aire requiere que la temperatura de combustión sea mayor para compensar el efecto de enfriamiento. Sin embargo, las mayores temperaturas de combustión aumentan la cantidad de óxidos de nitrógeno (NO_x), los cuales son responsables de la formación de ozono al nivel del suelo y del esmog. Utilizar vapor de agua como refrigerante permitió un aumento de las tempe-

raturas de entrada a la turbina de 200 °F sin un incremento en la temperatura de combustión. El vapor de agua es también un medio de transferencia de calor mucho más eficiente que el aire.

2. Incremento de las eficiencias de los componentes de turbomaquinaria El desempeño de las primeras turbinas sufría grandemente de las ineficiencias de turbinas y compresores. Sin embargo, el advenimiento de las computadoras y de técnicas avanzadas de diseño asistido por computadora hizo posible diseñar estos componentes aerodinámicamente cuyas pérdidas son mínimas. Las eficiencias incrementadas de las turbinas y compresores resultaron en un aumento significativo en la eficiencia del ciclo.

3. Adición de modificaciones al ciclo básico Las eficiencias de ciclo simple de las primeras turbinas de gas fueron prácticamente duplicadas al incorporar interenfriamiento, regeneración (o recuperación) y recalentamiento, los cuales se analizan en las siguientes dos secciones. Desde luego, estas mejoras se realizaron a expensas de mayores costos tanto inicial como de operación y no pueden justificarse a menos que la disminución en los costos de combustible contrarreste el incremento en otras áreas. Los costos relativamente bajos de los combustibles, el deseo general de la industria para minimizar los costos de instalación y el tremendo aumento en la eficiencia del ciclo simple a cerca de 40 por ciento, dejó pocos deseos de optar por estas modificaciones.

La primera turbina de gas para una central generadora de energía eléctrica fue instalada en 1949 en Oklahoma como parte de una central eléctrica de ciclo combinado. Fue construida por la General Electric, producía 3.5 MW de potencia y sus turbinas de gas instaladas hasta mediados de 1970 sufrían de baja eficiencia y escasa confiabilidad. En el pasado la generación de potencia eléctrica para carga base estaba dominada por grandes centrales generadoras que funcionaban con carbón y energía nuclear. Sin embargo, ha habido un cambio histórico hacia las turbinas de gas impulsadas por gas natural debido a sus mayores eficiencias, menores costos de capital, tiempos más cortos de instalación y mejores características respecto a las emisiones contaminantes, además de la abundancia de suministro de gas natural. Cada vez más y más empresas productoras de energía eléctrica están empleando turbinas de gas para producción de potencia para carga base así como para carga pico. Los costos de construcción de centrales generadoras de turbina de gas son aproximadamente de la mitad en comparación con los de una central generadora de vapor que funciona con combustibles fósiles, las cuales fueron las principales centrales eléctricas para carga base hasta principios de la decada de 1980. Se prevé que más de la mitad de todas las centrales que se instalarán en el futuro sean de turbina de gas o combinarán las turbinas de gas y de vapor.

Una turbina de gas fabricada por General Electric en los comienzos de la década de 1990 tenía una relación de presión de 13.5 y generaba 135.7 MW de potencia neta con una eficiencia térmica de 33 por ciento bajo una operación de ciclo simple. Una turbina de gas más reciente fabricada por General Electric utiliza una temperatura de entrada a la turbina de 1 425 °C (2 600 °F) y produce hasta 282 MW mientras logra una eficiencia térmica de 39.5 por ciento en el modo de ciclo simple. Una turbina de gas de pequeña escala de 1.3 toneladas, denominada OP-16, construida por la firma holandesa Opra Optimal Radial Turbine, puede trabajar con gas o combustible líquido y reemplazar un motor diesel de 16 toneladas. Tiene una relación de compresión de 6.5 y produce hasta 2 MW de potencia, mientras que su eficiencia es de 26 por ciento en operación de ciclo simple, y sube hasta 37 por ciento cuando se equipa con un regenerador.

EJEMPLO 9-5 El ciclo Brayton ideal simple

Una central eléctrica de turbina de gas que opera en un ciclo Brayton ideal tiene una relación de presión de 8. La temperatura del gas es de 300 K en la entrada del compresor y de 1 300 K en la entrada de la turbina. Utilice las suposiciones de aire estándar y determine *a*) la temperatura del gas a la salida del compresor y de la turbina, *b*) la relación del trabajo de retroceso y *c*) la eficiencia térmica.

Solución Se tiene una planta de energía que opera en un ciclo Brayton ideal. Se determinarán la temperatura del gas a la salida del compresor y de la turbina, la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Son aplicables las suposiciones de aire estándar. **3** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes. **4** Se considerará la variación de los calores específicos con la temperatura.

Análisis El diagrama *T-s* del ciclo Brayton ideal descrito se muestra en la figura 9-35, en la que se observa que los componentes involucrados en el ciclo Brayton son dispositivos de flujo estacionario.

a) Las temperaturas del aire en la salida del compresor y la turbina se determinan de las relaciones isentrópicas:

Proceso 1-2 (compresión isentrópica de un gas ideal):

$$T_1 = 300\ \text{K} \rightarrow h_1 = 300.19\ \text{kJ/kg}$$

$$P_{r1} = 1.386$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = (8)(1.386) = 11.09 \rightarrow T_2 = \mathbf{540\ K} \quad \text{(a la salida del compresor)}$$

$$h_2 = 544.35\ \text{kJ/kg}$$

Proceso 3-4 (expansión isentrópica de un gas ideal):

$$T_3 = 1\,300\ \text{K} \rightarrow h_3 = 1\,395.97\ \text{kJ/kg}$$

$$P_{r3} = 330.9$$

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = \left(\frac{1}{8}\right)(330.9) = 41.36 \rightarrow T_4 = \mathbf{770\ K} \quad \text{(a la salida de la turbina)}$$

$$h_4 = 789.37\ \text{kJ/kg}$$

b) Para encontrar la relación del trabajo de retroceso, se necesita encontrar la entrada de trabajo al compresor y la salida de trabajo de la turbina:

$$w_{\text{comp,entrada}} = h_2 - h_1 = 544.35 - 300.19 = 244.16\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{turb,salida}} = h_3 - h_4 = 1\,395.97 - 789.37 = 606.60\ \text{kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$r_{\text{bw}} = \frac{w_{\text{comp,entrada}}}{w_{\text{turb,salida}}} = \frac{244.16\ \text{kJ/kg}}{606.60\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.403}$$

Es decir, 40.3 por ciento de la salida del trabajo de la turbina se emplea únicamente para activar el compresor.

c) La eficiencia térmica del ciclo es la relación entre la salida de potencia neta y la entrada de calor total:

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = 1\,395.97 - 544.35 = 851.62\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{neto}} = w_{\text{salida}} - w_{\text{entrada}} = 606.60 - 244.16 = 362.4\ \text{kJ/kg}$$

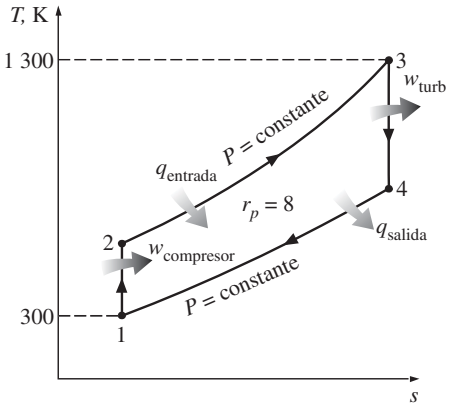


Figura 9-35

Diagrama *T-s* para el ciclo Brayton estudiado en el ejemplo 9-5.

Por lo tanto,

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{362.4 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.426 \text{ o } 42.6\%}$$

La eficiencia térmica también podría determinarse de

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}}$$

donde

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = 789.37 - 300.19 = 489.2 \text{ kJ/kg}$$

Comentario Bajo las suposiciones de aire estándar frío (calores específicos constantes, valores a temperatura ambiente), la eficiencia térmica sería, de acuerdo con la ecuación 9-17,

$$\eta_{\text{tér,Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{8^{(1.4-1)/1.4}} = 0.448 \text{ o } 44.8\%$$

lo cual es suficientemente cercano al valor obtenido al tomar en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura.

Desviación de los ciclos reales de turbina de gas en comparación con los idealizados

Los ciclos reales de turbina de gas difieren del ciclo Brayton ideal por varias razones. Por un lado, alguna disminución de presión durante los procesos de adición y rechazo de calor es inevitable. Más importante aún es que la entrada de trabajo real al compresor será mayor y la salida de trabajo real de la turbina será menor debido a irreversibilidades. La desviación del comportamiento real del compresor y la turbina del comportamiento isentrópico idealizado puede tomarse en cuenta con precisión si se utilizan las eficiencias isentrópicas de la turbina y el compresor, definidas como

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad \textbf{(9-19)}$$

y

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad \textbf{(9-20)}$$

donde los estados $2a$ y $4a$ son los estados de salida reales del compresor y la turbina, respectivamente, y $2s$ y $4s$ son los correspondientes al caso isentrópico, como se ilustra en la figura 9-36. El efecto de las eficiencias de la turbina y el compresor en la eficiencia térmica de los motores de turbina de gas se ilustra a continuación con un ejemplo.

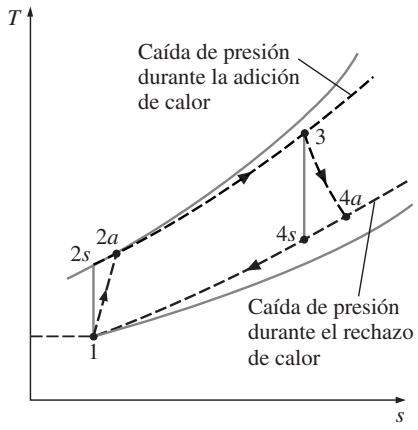


Figura 9-36

Desviación de un ciclo de turbina de gas real del ciclo Brayton ideal como resultado de irreversibilidades.

EJEMPLO 9-6 Un ciclo real de turbina de gas

Suponga una eficiencia del compresor de 80 por ciento y una eficiencia de la turbina de 85 por ciento. Determine *a*) la relación del trabajo de retroceso, *b*) la eficiencia térmica y *c*) la temperatura de salida de la turbina del ciclo de la turbina de gas analizado en el ejemplo 9-5.

Solución Se reconsidera el ciclo Brayton ideal analizado en el ejemplo 9-5. Para las eficiencias especificadas del compresor y la turbina se determinarán la relación del trabajo de retroceso, la eficiencia térmica y la temperatura de salida de la turbina.

Análisis *a*) El diagrama *T-s* del ciclo se muestra en la figura 9-37. El trabajo real tanto del compresor como de la turbina se determinan utilizando las definiciones de las eficiencias del compresor y la turbina, de las ecuaciones 9-19 y 9-20:

Compresor:
$$w_{\text{comp,entrada}} = \frac{w_s}{\eta_C} = \frac{244.16 \text{ kJ/kg}}{0.80} = 305.20 \text{ kJ/kg}$$

Turbina:
$$w_{\text{turb,salida}} = \eta_T w_s = (0.85)(606.60 \text{ kJ/kg}) = 515.61 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$r_{\text{bw}} = \frac{w_{\text{comp,entrada}}}{w_{\text{turb,salida}}} = \frac{305.20 \text{ kJ/kg}}{515.61 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.592}$$

Es decir, en este caso el compresor consume 59.2 por ciento del trabajo producido por la turbina (arriba de 40.3 por ciento). Este aumento se debe a las irreversibilidades que ocurren dentro del compresor y la turbina.

b) En este caso, el aire sale del compresor a una temperatura y entalpía más altas, las cuales son determinadas a partir de

$$\begin{aligned} w_{\text{comp,entrada}} = h_{2a} - h_1 \rightarrow h_{2a} &= h_1 + w_{\text{comp,entrada}} \\ &= 300.19 + 305.20 \\ &= 605.39 \text{ kJ/kg} \quad (\text{y } T_{2a} = 598 \text{ K}) \end{aligned}$$

Por lo tanto,

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_{2a} = 1\,395.97 - 605.39 = 790.58 \text{ kJ/kg}$$
$$w_{\text{neto}} = w_{\text{salida}} - w_{\text{entrada}} = 515.61 - 305.20 = 210.41 \text{ kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{210.41 \text{ kJ/kg}}{790.58 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.266 \text{ o } 26.6\%}$$

Esto es, las irreversibilidades que ocurren dentro de la turbina y el compresor hacen que la eficiencia térmica de la central descienda de 42.6 a 26.6 por ciento. En este ejemplo se muestra qué tan sensible es el desempeño de una central eléctrica de turbina de gas respecto a las eficiencias del compresor y la turbina. De hecho, las eficiencias térmicas de las turbinas de gas no alcanzaron valores competitivos hasta que se hicieron mejoras significativas en su diseño y en el de los compresores.

c) La temperatura del aire en la salida de la turbina se determina a partir de un balance de energía en la turbina:

$$\begin{aligned} w_{\text{turb,salida}} = h_3 - h_{4a} \rightarrow h_{4a} &= h_3 - w_{\text{turb,salida}} \\ &= 1\,395.97 - 515.61 \\ &= 880.36 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Entonces, de la tabla A-17,

$$T_{4a} = \mathbf{853 \text{ K}}$$

Comentario La temperatura a la salida de la turbina es considerablemente mayor a la de la salida del compresor ($T_{2a} = 598$ K), lo que sugiere el uso de regeneración para reducir costos de combustible.

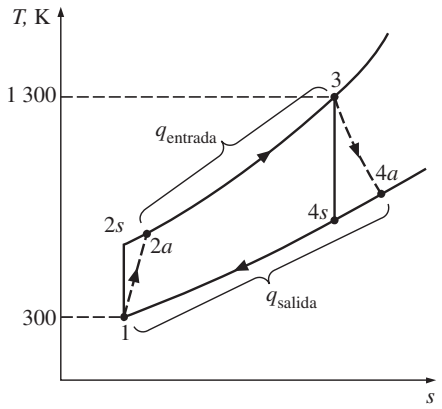


Figura 9-37
Diagrama *T-s* del ciclo de turbina de gas estudiado en el ejemplo 9-6.

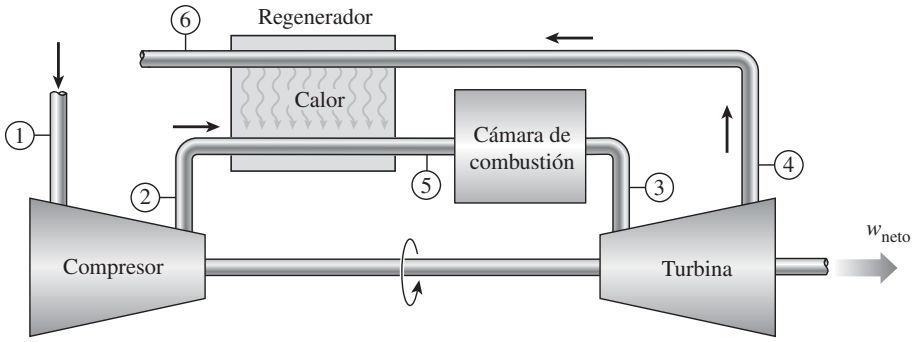


Figura 9-38
Una máquina de turbina de gas con regenerador.

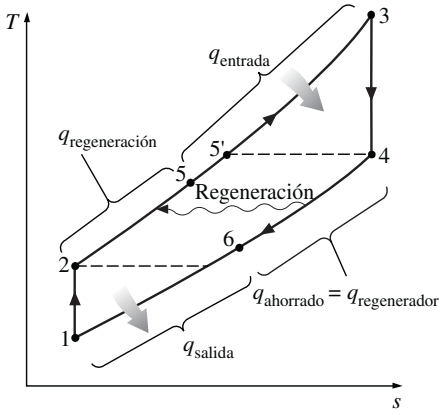


Figura 9-39
Diagrama *T-s* de un ciclo Brayton con regeneración.

9-9 ▪ Ciclo Brayton con regeneración

En las máquinas de turbinas de gas la temperatura de los gases de escape que salen de la turbina suele ser considerablemente mayor que la del aire que sale del compresor. Por lo tanto, el aire de alta presión que sale del compresor puede calentarse transfiriéndole calor desde los gases de escape calientes mediante un intercambiador de calor a contraflujo, el cual se conoce también como *regenerador* o *recuperador*. Un esquema de la máquina de turbina de gas que usa un regenerador, así como el diagrama *T-s* del nuevo ciclo se muestran en las figuras 9-38 y 9-39, respectivamente.

La eficiencia térmica del ciclo Brayton aumenta como resultado de la regeneración, ya que la porción de energía de los gases de escape que normalmente se libera hacia los alrededores ahora se usa para precalentar el aire que entra a la cámara de combustión. Esto a su vez disminuye los requerimientos de entrada de calor (y por ende de combustible) para la misma salida de trabajo neto. Observe, sin embargo, que el uso de un regenerador sólo se recomienda cuando la temperatura de escape de la turbina es más alta que la temperatura de salida del compresor. De otro modo, el calor fluirá en la dirección inversa (*hacia* los gases de escape) y la eficiencia se reducirá. Esta situación se encuentra en las máquinas de turbina de gas que operan con relaciones de presión muy altas.

La temperatura más alta que ocurre dentro del regenerador es T_4, que es la temperatura de los gases de escape que salen de la turbina y entran al regenerador. Bajo ninguna condición el aire puede precalentarse en el regenerador hasta una temperatura superior a este valor. El aire normalmente sale del regenerador a una temperatura menor, T_5. En el caso límite (ideal), el aire sale del regenerador a la temperatura de entrada de los gases de escape T_4. Suponga que el regenerador está bien aislado y que cualquier cambio en las energías cinética y potencial es insignificante, las transferencias de calor reales y máximas de los gases de escape hacia el aire pueden expresarse como

$$q_{\text{regen,real}} = h_5 - h_2 \tag{9-21}$$

y

$$q_{\text{regen,máx}} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2 \tag{9-22}$$

El alcance al que un regenerador se aproxima a un regenerador ideal se llama **eficacia** o **efectividad** ϵ y se define como

$$\epsilon = \frac{q_{\text{regen,real}}}{q_{\text{regen,máx}}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \tag{9-23}$$

Cuando se utilizan las suposiciones de aire estándar frío, ésta se reduce a

$$\epsilon \cong \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \tag{9-24}$$

Un regenerador con una eficacia más alta obviamente ahorrará una gran cantidad de combustible porque precalentará el aire a una temperatura más elevada antes de la combustión. Sin embargo, lograr una mayor eficacia requiere el uso de un regenerador más grande, lo que implica un precio superior y causa una caída de presión más grande. Por lo tanto, el uso de un regenerador con una eficacia muy alta no puede justificarse económicamente a menos que los ahorros en costos de combustible superen los gastos adicionales involucrados. La mayoría de los regeneradores utilizados en la práctica tienen eficacias por debajo de 0.85.

Bajo las suposiciones de aire estándar frío, la eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal con regeneración es

$$\eta_{\text{tér,regen}} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right)(r_p)^{(k-1)/k} \tag{9-25}$$

Por consiguiente, la eficiencia térmica de un ciclo Brayton con regeneración depende de la relación entre las temperaturas mínima y máxima, así como de la relación de presión. La eficiencia térmica se grafica en la figura 9-40 para diversas relaciones de presión, así como para relaciones de temperatura mínima a máxima. En dicha figura se muestra que la regeneración es más efectiva con relaciones de presión inferiores y bajas relaciones de temperatura mínima a máxima.

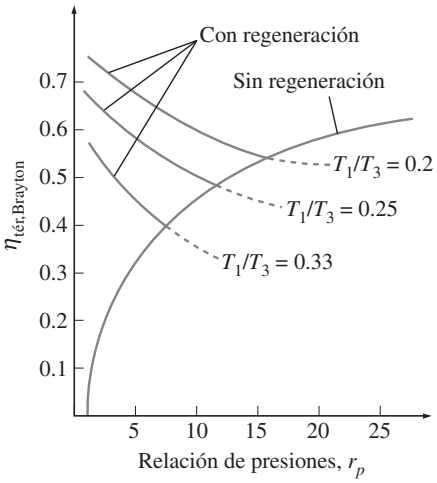


Figura 9-40
Eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal con y sin regeneración.

EJEMPLO 9-7 Ciclo de una turbina de gas real con regeneración

Determine la eficiencia térmica de la turbina de gas descrita en el ejemplo 9-6 si se instala un regenerador que tiene una eficacia de 80 por ciento.

Solución La turbina de gas analizada en el ejemplo 9-6 se ha equipado con un regenerador. Para una eficacia especificada se determinará la eficiencia térmica.

Análisis El diagrama *T-s* del ciclo se muestra en la figura 9-41. Primero determine la entalpía del aire a la salida del regenerador. Emplee la definición de eficacia:

$$\epsilon = \frac{h_5 - h_{2a}}{h_{4a} - h_{2a}}$$

$$0.80 = \frac{(h_5 - 605.39)\ \text{kJ/kg}}{(880.36 - 605.39)\ \text{kJ/kg}} \rightarrow h_5 = 825.37\ \text{kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_5 = (1\,395.97 - 825.37)\ \text{kJ/kg} = 570.60\ \text{kJ/kg}$$

Esto representa un ahorro de 220.0 kJ/kg de los requerimientos de entrada de calor. La adición de un regenerador (en el que se supone que no hay fricción) no afecta la salida de trabajo neto. De tal manera que,

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{210.41\ \text{kJ/kg}}{570.60\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.369\ o\ 36.9\%}$$

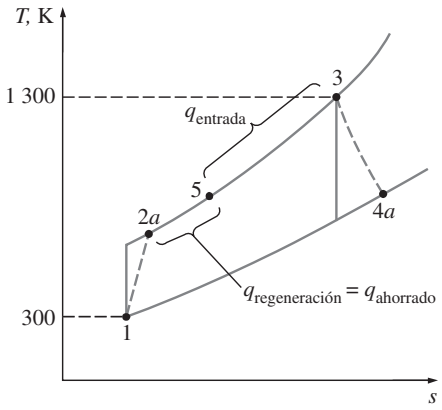


Figura 9-41
Diagrama *T-s* del ciclo Brayton regenerativo descrito en el ejemplo 9-7.

Comentario Observe que la eficiencia térmica de la turbina de gas ha ascendido de 26.6 a 36.9 por ciento como resultado de la instalación de un regenerador que ayuda a recuperar algo del exceso de energía de los gases de escape.

9-10 ▪ Ciclo Brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración

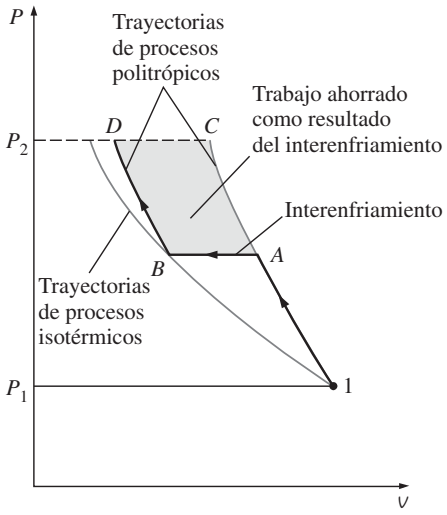


Figura 9-42

Comparación de entradas de trabajo en un compresor de una sola etapa (1*AC*) y un compresor de dos etapas con interenfriamiento (1*ABD*).

El trabajo neto de un ciclo de turbina de gas es la diferencia entre la salida de trabajo de la turbina y la entrada de trabajo del compresor, y puede incrementarse si se reduce el trabajo del compresor o si aumenta el de la turbina o ambas cosas. En el capítulo 7 se demostró que el trabajo requerido para comprimir un gas entre dos presiones especificadas puede disminuirse al efectuar el proceso de compresión en etapas y al enfriar el gas entre éstas (Fig. 9-42); es decir, usando *compresión en etapas múltiples con interenfriamiento*. Cuando el número de etapas aumenta, el proceso de compresión se aproxima al proceso isotérmico a la temperatura de entrada del compresor y el trabajo de compresión disminuye.

De igual modo, la salida de trabajo de una turbina que opera entre dos niveles de presión aumenta al expandir el gas en etapas y recalentarlo entre éstas; es decir, si se utiliza *expansión en múltiples etapas con recalentamiento*. Esto se lleva a cabo sin que se eleve la temperatura máxima en el ciclo. Cuando aumenta el número de etapas, el proceso de expansión se aproxima al proceso isotérmico. El argumento anterior se basa en un principio simple: *el trabajo de compresión o expansión de flujo estacionario es proporcional al volumen específico del fluido. Por lo tanto, el volumen específico del fluido de trabajo debe ser lo más bajo posible durante un proceso de compresión y lo más alto posible durante un proceso de expansión*. Esto es precisamente lo que logran el interenfriamiento y el recalentamiento.

La combustión en las turbinas de gas ocurre comúnmente con cuatro veces la cantidad requerida de aire para la completa combustión, para evitar temperaturas excesivas. Por lo tanto, los gases de escape son ricos en oxígeno y el recalentamiento puede lograrse sencillamente rociando combustible adicional en los gases de escape entre dos estados de expansión.

El fluido de trabajo sale del compresor a una temperatura menor, mientras que de la turbina lo hace a una temperatura más alta, cuando se usa interenfriamiento y recalentamiento. Esto hace que la regeneración sea más atractiva dado que existe un mayor potencial para realizarla. También, los gases que salen del compresor pueden calentarse a una temperatura más alta antes de que entren a la cámara de combustión debido a la temperatura más elevada del escape de la turbina.

En las figuras 9-43 y 9-44, respectivamente, se presentan un esquema del arreglo físico y el diagrama *T-s* de un ciclo de turbina de gas de dos etapas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración. El gas entra a la primera etapa del compresor en el estado 1, se comprime de modo isentrópico hasta una presión intermedia P_2; se enfría a presión constante hasta el estado 3 ($T_3 = T_1$), y se comprime isentrópicamente en la segunda etapa hasta la presión final P_4. En el estado 4 el gas entra al regenerador, donde se calienta hasta T_5 a presión constante. En un regenerador ideal, el gas saldrá de éste a la temperatura del escape de la turbina, es decir, $T_5 = T_9$. El proceso de adición de calor (o combustión) primario toma lugar entre los estados 5 y 6. El gas entra a la primera etapa de la turbina en el estado 6 y se expande isentrópicamente hasta

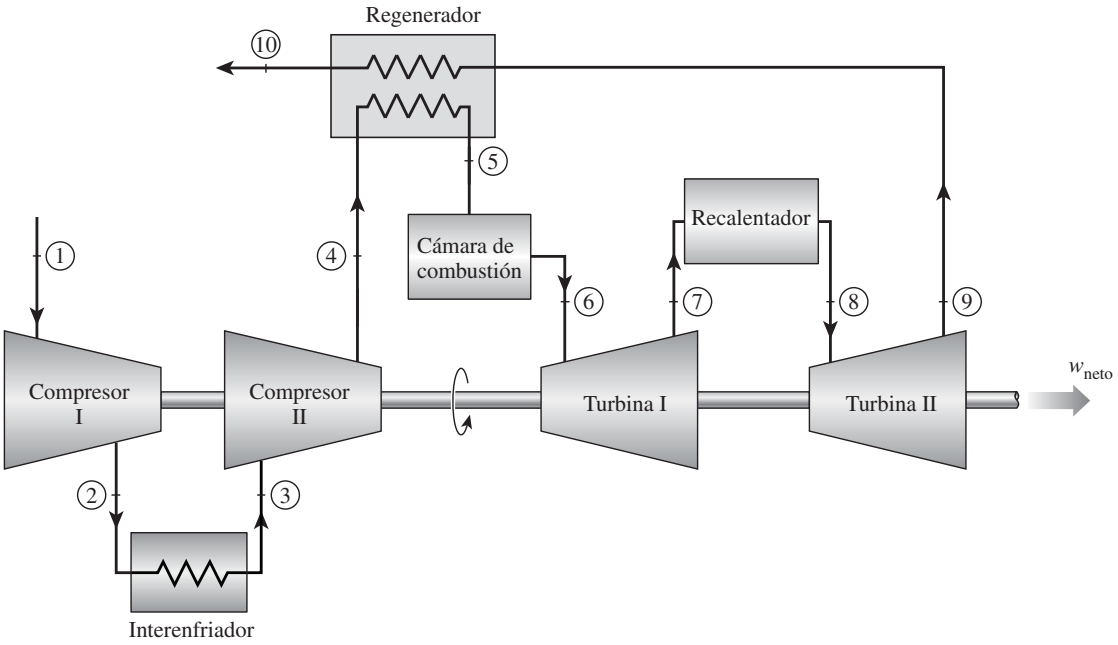


Figura 9-43

Una máquina de turbina de gas con compresión en dos etapas con interenfriamiento, expansión en dos etapas con recalentamiento y regeneración.

el 7, donde entra al recalentador. Ahí se recalienta a presión constante hasta el estado 8 ($T_8 = T_6$), donde pasa a la segunda etapa de la turbina. El gas sale de la turbina en el estado 9 y entra al regenerador, donde se enfría hasta el estado 10 a presión constante. El ciclo se completa cuando el gas se enfría hasta el estado inicial (o al purgar los gases de escape).

En el capítulo 7 se demostró que la entrada de trabajo en un compresor de dos etapas se minimiza cuando se mantienen relaciones de presión iguales en cada etapa. Puede demostrarse que este procedimiento también maximiza la salida de trabajo de la turbina. Así, para el mejor desempeño tenemos

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \quad \text{y} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} \tag{9-26}$$

En el análisis de los ciclos reales de turbina de gas, las irreversibilidades que están presentes dentro del compresor, la turbina y el regenerador, así como las caídas de presión en los intercambiadores de calor, deben ser consideradas.

La relación del trabajo de retroceso de un ciclo de turbina de gas mejora debido al interenfriamiento y el recalentamiento. Sin embargo, esto no significa que la eficiencia térmica también mejorará. El hecho es que el interenfriamiento y el recalentamiento siempre disminuirán la eficiencia térmica a menos que estén acompañados de la regeneración. Esto se debe a que el interenfriamiento disminuye la temperatura promedio a la cual se añade el calor, y el recalentamiento aumenta la temperatura promedio a la cual el calor se rechaza. Esto es evidente en la figura 9-44. Por lo tanto, en centrales eléctricas de turbina de gas, el interenfriamiento y el recalentamiento se utilizan siempre en conjunción con la regeneración.

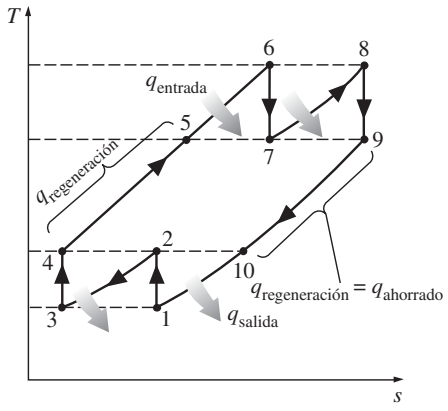


Figura 9-44

Diagrama *T-s* de un ciclo de turbina de gas ideal con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.

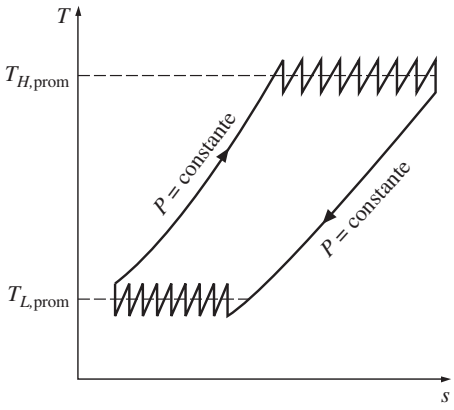


Figura 9-45

Cuando aumenta el número de etapas de compresión y expansión, el ciclo de turbinas de gas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración se aproxima al ciclo Ericsson.

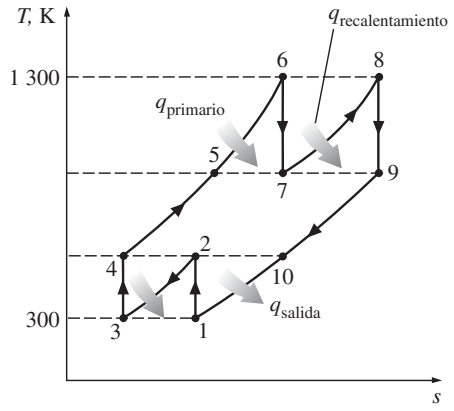


Figura 9-46

Diagrama *T-s* del ciclo de turbina de gas analizado en el ejemplo 9-8.

Si el número de etapas de compresión y expansión aumenta, el ciclo ideal de turbina de gas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración se aproxima al ciclo Ericsson, como se ilustra en la figura 9-45, y la eficiencia térmica se aproximará al límite teórico (la eficiencia de Carnot). Sin embargo, la contribución de cada etapa adicional a la eficiencia térmica es cada vez menor y el uso de más de dos o tres etapas no puede ser justificado económicamente.

EJEMPLO 9-8 Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

Un ciclo de turbina de gas ideal con dos etapas de compresión y otras dos de expansión tiene una relación de presión total de 8. En cada etapa del compresor entra aire a 300 K y en cada etapa de la turbina entra a 1 300 K. Determine la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica de este ciclo de turbina de gas, suponiendo que *a*) no hay regeneradores y *b*) hay un regenerador ideal con eficacia de 100 por ciento. Compare los resultados con los obtenidos en el ejemplo 9-5.

Solución Se tiene un ciclo de turbina de gas ideal con dos etapas de compresión y dos de expansión. Se determinarán la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica de este ciclo de turbina de gas para los casos en que no hay regeneradores y de regeneración máxima.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Son aplicables las suposiciones de aire estándar. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El diagrama *T-s* del ciclo de la turbina de gas descrito se observa en la figura 9-46. Se observa que el ciclo involucra dos etapas de expansión y dos de compresión y regeneración.

Para compresión y expansión de dos etapas, la entrada de trabajo se minimiza mientras que la de salida de trabajo se maximiza cuando ambas etapas del compresor y de la turbina tienen la misma relación de presión. Por lo tanto,

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \sqrt{8} = 2.83 \quad \text{y} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} = \sqrt{8} = 2.83$$

El aire entra en cada etapa del compresor a la misma temperatura y cada etapa tiene la misma eficiencia isentrópica (100 por ciento en este caso). Por lo tanto, la temperatura (así como la entalpía) del aire a la salida de cada etapa de compresión será la misma. Un argumento similar se puede usar para la turbina. Por consiguiente,

A las entradas: $T_1 = T_3, \quad h_1 = h_3 \quad \text{y} \quad T_6 = T_8, \quad h_6 = h_8$

A las salidas: $T_2 = T_4, \quad h_2 = h_4 \quad \text{y} \quad T_7 = T_9, \quad h_7 = h_9$

Bajo estas condiciones, la entrada de trabajo en cada etapa del compresor será la misma y también la salida de trabajo de cada etapa de la turbina.

a) En ausencia de regeneración, la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica se determinan a partir de los datos de la tabla A-17, como:

$$T_1 = 300 \text{ K} \rightarrow h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r1} = 1.386$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = \sqrt{8}(1.386) = 3.92 \rightarrow T_2 = 403.3 \text{ K}$$

$$h_2 = 404.31 \text{ kJ/kg}$$

$$T_6 = 1\,300\ \text{K} \rightarrow h_6 = 1\,395.97\ \text{kJ/kg}$$

$$P_{r6} = 330.9$$

$$P_{r7} = \frac{P_7}{P_6} P_{r6} = \frac{1}{\sqrt{8}}(330.9) = 117.0 \rightarrow T_7 = 1\,006.4\ \text{K}$$

$$h_7 = 1\,053.33\ \text{kJ/kg}$$

Entonces

$$w_{\text{comp,entrada}} = 2(w_{\text{comp,entrada,I}}) = 2(h_2 - h_1) = 2(404.31 - 300.19) = 208.24\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{turb,salida}} = 2(w_{\text{turb,salida,I}}) = 2(h_6 - h_7) = 2(1\,395.97 - 1\,053.33) = 685.28\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{neto}} = w_{\text{turb,salida}} - w_{\text{comp,entrada}} = 685.28 - 208.24 = 477.04\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{\text{entrada}} = q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}} = (h_6 - h_4) + (h_8 - h_7)$$
$$= (1\,395.97 - 404.31) + (1\,395.97 - 1\,053.33) = 1\,334.30\ \text{kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$r_{\text{bw}} = \frac{w_{\text{comp,entrada}}}{w_{\text{turb,salida}}} = \frac{208.24\ \text{kJ/kg}}{685.28\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.304}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{477.04\ \text{kJ/kg}}{1\,334.30\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.358\ o\ 35.8\%}$$

Una comparación de estos resultados con los que se obtuvieron en el ejemplo 9-5 (compresión y expansión en una sola etapa) revela que la compresión en etapas múltiples con interenfriamiento, así como la expansión en etapas múltiples con recalentamiento, mejoran la relación del trabajo de retroceso (disminuye de 40.3 a 30.4 por ciento), pero perjudica la eficiencia térmica (desciende de 42.6 a 35.8 por ciento). En consecuencia, el interenfriamiento y el recalentamiento no se recomiendan en centrales eléctricas de turbinas de gas a menos que se acompañen de regeneración.

b) La adición de un regenerador ideal (sin caídas de presión y una eficacia de 100 por ciento) no afecta el trabajo tanto del compresor como de la turbina. Así, la salida de trabajo neto y la relación del trabajo de retroceso de un ciclo de turbina de gas ideal serán idénticas, ya sea que haya un regenerador o no. Sin embargo, un regenerador reduce los requerimientos de entrada de calor al precalentar el aire que sale del compresor mediante el uso de los gases de escape calientes. En un regenerador ideal, el aire del compresor se calienta hasta la temperatura de salida de la turbina T_9 antes de entrar a la cámara de combustión. Así, bajo las suposiciones de aire estándar, $h_5 = h_7 = h_9$.

La entrada de calor y la eficiencia térmica en este caso son

$$q_{\text{entrada}} = q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}} = (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7)$$
$$= (1\,395.97 - 1\,053.33) + (1\,395.97 - 1\,053.33) = 685.28\ \text{kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{477.04\ \text{kJ/kg}}{685.28\ \text{kJ kg}} = \mathbf{0.696\ o\ 69.6\%}$$

Comentario Observe que, en comparación con el caso sin regeneración, la eficiencia térmica casi se duplica como resultado de la regeneración. El efecto global que la compresión y la expansión en dos etapas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración tienen sobre la eficiencia térmica es un incre-

mento superior a 63 por ciento. Cuando el número de etapas de compresión y expansión aumenta, el ciclo se aproximará al ciclo Ericsson y la eficiencia térmica se aproximará a

$$\eta_{\text{tér,Ericsson}} = \eta_{\text{tér,Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{300\ \text{K}}{1\,300\ \text{K}} = 0.769$$

La adición de una segunda etapa aumenta la eficiencia térmica de 42.6 a 69.6 por ciento, un incremento de 27 puntos porcentuales. Éste es un aumento significativo en la eficiencia y bien vale la pena el costo adicional asociado con la segunda etapa. Sin embargo, agregar más etapas (no importa cuántas) puede incrementar la eficiencia en 7.3 puntos porcentuales adicionales, y casi nunca puede justificarse económicamente.

9-11 ▪ Ciclos ideales de propulsión por reacción

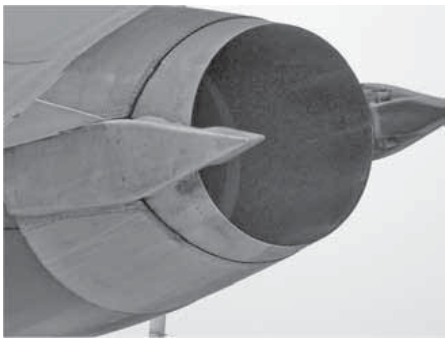


Figura 9-47
En un motor de reacción, los gases de altas temperatura y presión que salen de la turbina se aceleran en una tobera para proporcionar el empuje.
Fotografía de Yunus Çengel

Los motores de turbinas de gas son muy usados para impulsar aeronaves porque son ligeros, compactos y tienen una elevada relación entre potencia y peso. Las turbinas de gas para aviones operan en un ciclo abierto llamado **ciclo de propulsión por reacción**. El ciclo de propulsión por reacción ideal difiere del ciclo Brayton ideal en que los gases no se expanden hasta la presión ambiente en la turbina. En cambio, se expanden hasta una presión tal que la potencia producida por la turbina es suficiente para accionar tanto el compresor como el equipo auxiliar, por ejemplo un generador pequeño y bombas hidráulicas. Es decir, la salida de trabajo neto de un ciclo de propulsión por reacción es cero. Los gases que salen de la turbina a una presión relativamente alta se aceleran en una tobera para proporcionar el empuje que impulsa al avión (Fig. 9-47). También las turbinas de gas para aviones operan a mayores relaciones de presión (por lo común entre 10 y 25) y el fluido pasa primero a través de un difusor, donde se desacelera y su presión se incrementa antes de que entre al compresor.

Los aviones son impulsados por la aceleración de un fluido en la dirección opuesta al movimiento. Esto se logra al acelerar ligeramente una gran masa de fluido (*motor accionado por una hélice*) o al acelerar considerablemente una pequeña masa de fluido (*motor de reacción* o *turborreactor*), o ambos procedimientos (*motor de turbohélice*).

El esquema de un turborreactor y el diagrama *T-s* del ciclo de turborreactor ideal se muestran en la figura 9-48. La presión del aire se eleva ligeramente cuando éste se desacelera en el difusor. Después el aire se comprime en el compresor y se combina con combustible en la cámara de combustión, donde esta mezcla se quema a presión constante. Los gases de combustión a alta presión y alta temperatura se expanden parcialmente en la turbina, entonces producen la suficiente potencia para accionar el compresor y otros equipos. Finalmente, los gases se expanden en una tobera hasta la presión ambiente y salen del motor a alta velocidad.

En el caso ideal, el trabajo de la turbina se supone igual al trabajo del compresor. Además, los procesos en el difusor, el compresor, la turbina y la tobera se supondrán como isentrópicos. En el análisis de los ciclos reales, sin embargo, las irreversibilidades asociadas con estos dispositivos deben ser consideradas. El efecto de éstas es la reducción del empuje que puede obtenerse de un turborreactor.

El empuje desarrollado por un turborreactor es la fuerza no balanceada que está causada por la diferencia en la cantidad de movimiento con que el aire a

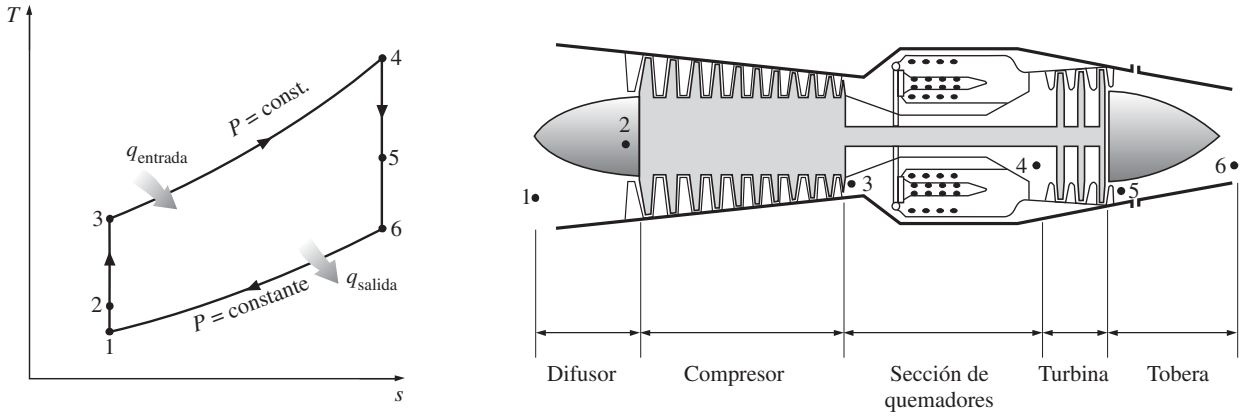


Figura 9-48

Componentes básicos de un motor de propulsión por reacción y el diagrama *T-s* del ciclo ideal de propulsión por reacción.

baja velocidad entra al motor y con que los gases de escape de alta velocidad salen de él; esto se determina de la segunda ley de Newton. Las presiones en la entrada y la salida del turborreactor son idénticas (la presión ambiente), por lo tanto el empuje neto desarrollado por el motor es

$$F = (\dot{m}V)_{\text{salida}} - (\dot{m}V)_{\text{entrada}} = \dot{m}(V_{\text{salida}} - V_{\text{entrada}}) \qquad \text{(N)} \qquad \textbf{(9-27)}$$

donde V_{salida} es la velocidad de salida de los gases de escape y V_{entrada} es la velocidad de entrada del aire, ambas relativas al avión. Así, para una aeronave que vuele en un aire sin corrientes, V_{entrada} es la velocidad de la aeronave. En realidad, los flujos másicos de los gases a la salida y a la entrada del motor son diferentes, y la diferencia es igual a la rapidez de combustión del combustible. Sin embargo, la relación de masa de aire y combustible utilizada en los motores de propulsión por reacción es usualmente muy alta, lo que hace muy pequeña esta diferencia. Así, $\dot{m}$ en la ecuación 9-27 se toma como el flujo másico del aire en el motor. Un avión que vuela a una velocidad constante utiliza el empuje para superar el arrastre del aire, y la fuerza neta que actúa sobre el cuerpo del avión es cero. Los aviones comerciales ahorran combustible al volar a mayores altitudes durante largos viajes, ya que el aire a altitudes más grandes es menos denso y ejerce una fuerza de arrastre más pequeña sobre el avión.

La potencia desarrollada a partir del empuje de una máquina recibe el nombre de **potencia de propulsión** $\dot{W}_P$, que es la *fuerza de propulsión* (*empuje*) por la *distancia* en que esta fuerza actúa sobre el avión por unidad de tiempo; es decir, el empuje multiplicado por la velocidad del avión (Fig. 9-49):

$$\dot{W}_P = FV_{\text{avión}} = \dot{m}(V_{\text{salida}} - V_{\text{entrada}})V_{\text{avión}} \qquad \text{(kW)} \qquad \textbf{(9-28)}$$

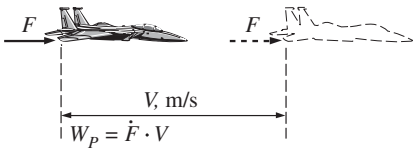


Figura 9-49

La potencia de propulsión es el empuje que actúa sobre el avión a lo largo de una distancia por unidad de tiempo.

El trabajo neto desarrollado por un turborreactor es cero. Por lo tanto, no es posible definir la eficiencia de un turborreactor de la misma manera que para máquinas de turbina de gas estacionarias. En lugar de eso se debe usar la definición general de eficiencia, la cual es la relación de la salida deseada y la entrada requerida. La salida deseada en un turborreactor es la *potencia producida* para impulsar el avión $\dot{W}_P$, y la entrada requerida es el *calor liberado por el combustible* $\dot{Q}_{\text{entrada}}$. La relación de estas dos cantidades se llama **eficiencia de propulsión** y está dada por

$$\eta_P = \frac{\text{Potencia de propulsión}}{\text{Relación de entrada de energía}} = \frac{\dot{W}_P}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} \qquad \textbf{(9-29)}$$

La eficiencia de propulsión es una medida de qué tan eficientemente la energía térmica liberada durante el proceso de combustión se convierte en energía de propulsión. La parte remanente de la energía liberada se mostrará como la energía cinética de los gases de escape relativa a un punto fijo sobre el suelo y como un incremento en la entalpía del aire que sale del motor.

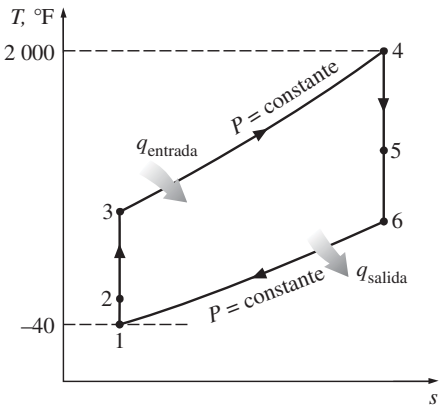


Figura 9-50

Diagrama *T-s* para el ciclo del turborreactor descrito en el ejemplo 9-9.

EJEMPLO 9-9 El ciclo ideal para propulsión por reacción

Un avión de turborreactor vuela con una velocidad de 850 pies/s a una altura donde el aire está a 5 psia y –40 °F. El compresor tiene una relación de presión de 10 y la temperatura de los gases a la entrada de la turbina es de 2 000 °F. El aire entra al compresor a una tasa de 100 lbm/s. Utilice las suposiciones del aire estándar frío para determinar *a*) la temperatura y la presión de los gases en la salida de la turbina, *b*) la velocidad de los gases en la salida de la tobera y *c*) la eficiencia de propulsión del ciclo.

Solución Se han especificado las condiciones de operación de un avión de turborreactor y se determinarán la temperatura y la presión a la salida de la turbina, la velocidad de los gases a la salida de la tobera y la eficiencia de propulsión del ciclo.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Las suposiciones de aire estándar frío son aplicables, por lo tanto puede suponerse que el aire tiene calores específicos constantes a temperatura ambiente (c_p = 0.240 Btu/lbm · °F y k = 1.4). **3** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes, excepto en la entrada del difusor y en la salida de la tobera. **4** La salida de trabajo de la turbina es igual a la entrada de trabajo del compresor.

Análisis El diagrama *T-s* para el ciclo ideal de propulsión por reacción descrito se muestra en la figura 9-50. Se observa que los componentes involucrados en el ciclo de propulsión por reacción son dispositivos de flujo estacionario.

a) Antes de que se pueda determinar la temperatura y la presión en la salida de la turbina, se necesita encontrar las temperaturas y presiones en los otros estados:

Proceso 1-2 (compresión isentrópica de un gas ideal en un difusor): por conveniencia, podemos suponer que el avión está en reposo y que el aire se mueve hacia el avión a una velocidad de V_1 = 850 pies/s. Idealmente, el aire saldrá del difusor con una velocidad insignificante ($V_2 \cong 0$):

$$h_2 + \frac{V_2^2}{2}^{\nearrow 0} = h_1 + \frac{V_1^2}{2}$$

$$0 = c_p(T_2 - T_1) - \frac{V_1^2}{2}$$

$$T_2 = T_1 + \frac{V_1^2}{2c_p}$$

$$= 420\ \text{R} + \frac{(850\ \text{pies/s})^2}{2(0.240\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})}\left(\frac{1\ \text{Btu/lbm}}{25\,037\ \text{pies}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 480\ \text{R}$$

$$P_2 = P_1\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = (5\ \text{psia})\left(\frac{480\ \text{R}}{420\ \text{R}}\right)^{1.4/(1.4-1)} = 8.0\ \text{psia}$$

Proceso 2-3 (compresión isentrópica de un gas ideal en un compresor):

$$P_3 = (r_p)(P_2) = (10)(8.0\ \text{psia}) = 80\ \text{psia}\ (= P_4)$$

$$T_3 = T_2\left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{(k-1)/k} = (480\ \text{R})(10)^{(1.4-1)/1.4} = 927\ \text{R}$$

Proceso 4-5 (expansión isentrópica de un gas ideal en una turbina): sin tomar en cuenta los cambios de la energía cinética en el compresor y la turbina, y suponiendo que el trabajo de ésta será igual al trabajo del compresor, encontramos que la temperatura y la presión a la salida de la turbina son

$$w_{\text{comp,entrada}} = w_{\text{turb,salida}}$$

$$h_3 - h_2 = h_4 - h_5$$

$$c_p(T_3 - T_2) = c_p(T_4 - T_5)$$

$$T_5 = T_4 - T_3 + T_2 = 2\,460 - 927 + 480 = \mathbf{2\,013\ R}$$

$$P_5 = P_4\left(\frac{T_5}{T_4}\right)^{k/(k-1)} = (80\ \text{psia})\left(\frac{2\,013\ \text{R}}{2\,460\ \text{R}}\right)^{1.4/(1.4-1)} = \mathbf{39.7\ psia}$$

b) Para encontrar la velocidad en la salida de la tobera, primero se necesita determinar la temperatura de salida de la tobera y después aplicar la ecuación de energía de flujo estacionario.

Proceso 5-6 (expansión isentrópica de un gas ideal en una tobera):

$$T_6 = T_5\left(\frac{P_6}{P_5}\right)^{(k-1)/k} = (2\,013\ \text{R})\left(\frac{5\ \text{psia}}{39.7\ \text{psia}}\right)^{(1.4-1)/1.4} = 1\,114\ \text{R}$$

$$h_6 + \frac{V_6^2}{2} = h_5 + \frac{\cancelto{0}{V_5^2}}{2}$$

$$0 = c_p(T_6 - T_5) + \frac{V_6^2}{2}$$

$$V_6 = \sqrt{2c_p(T_5 - T_6)}$$

$$= \sqrt{2(0.240\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})[(2\,013 - 1\,114)\ \text{R}]\left(\frac{25\,037\ \text{pies}^2/\text{s}^2}{1\ \text{Btu/lbm}}\right)}$$

$$= \mathbf{3\,288\ pies/s}$$

c) La eficiencia de propulsión de un turborreactor es la relación entre la potencia de propulsión desarrollada $\dot{W}_P$ y la razón de transferencia de calor total hacia el fluido de trabajo:

$$\dot{W}_P = \dot{m}(V_{\text{salida}} - V_{\text{entrada}})V_{\text{avión}}$$

$$= (100\ \text{lbm/s})[(3\,288 - 850)\ \text{pies/s}](850\ \text{pies/s})\left(\frac{1\ \text{Btu/lbm}}{25\,037\ \text{pies}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 8\,276\ \text{Btu/s} \quad (\text{u } 11\,707\ \text{hp})$$

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \dot{m}(h_4 - h_3) = \dot{m}c_p(T_4 - T_3)$$

$$= (100\ \text{lbm/s})(0.240\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})[(2\,460 - 927)\ \text{R}]$$

$$= 36\,794\ \text{Btu/s}$$

$$\eta_P = \frac{\dot{W}_P}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} = \frac{8\,276\ \text{Btu/s}}{36\,794\ \text{Btu/s}} = \mathbf{0.225\ o\ 22.5\%}$$

Es decir, 22.5 por ciento de la entrada de energía se usa para impulsar el avión y para superar la fuerza de arrastre ejercida por el aire atmosférico.

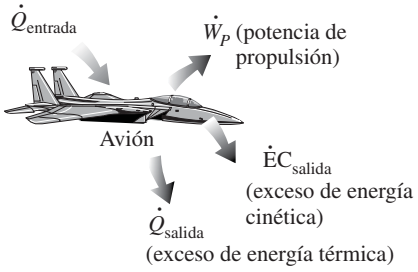


Figura 9-51
La energía suministrada a un avión (a partir de la quema de combustible) se manifiesta en diversas formas.

Comentario Para quienes estén sorprendidos con lo que sucede con el resto de la energía, aquí está una breve explicación:

$$\dot{E}C_{\text{salida}} = \dot{m}\,\frac{V_g^2}{2} = (100\ \text{lbm/s})\left\{\frac{[(3\,288 - 850)\text{pies/s}]^2}{2}\right\}\left(\frac{1\ \text{Btu/lbm}}{25\,037\ \text{pies}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 11\,867\ \text{Btu/s} \qquad (32.2\%)$$

$$\dot{Q}_{\text{salida}} = \dot{m}(h_6 - h_1) = \dot{m}c_p(T_6 - T_1)$$

$$= (100\ \text{lbm/s})(0.24\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})[(1\,114 - 420)\ \text{R}]$$

$$= 16\,651\ \text{Btu/s} \qquad (45.3\%)$$

Por lo tanto, 32.2 por ciento de la energía aparecerá como exceso de energía cinética (energía cinética de los gases relativa a un punto fijo sobre el suelo). Observe que para la eficiencia de propulsión más alta, la velocidad de los gases de escape relativa al suelo V_g debe ser cero; es decir, los gases de escape deben salir de la tobera a la velocidad del avión. El restante 45.3 por ciento de la energía se presenta como un incremento en la entalpía de los gases que salen del motor. Estas dos últimas formas de energía con el tiempo se volverán parte de la energía interna del aire atmosférico (Fig. 9-51).

Modificaciones para motores de turborreactor

Los primeros aviones que se construyeron fueron accionados mediante propulsores activados por máquinas esencialmente idénticas a los motores de automóviles. El principal avance en la aviación comercial sucedió con la introducción del turborreactor en 1952. Tanto los motores accionados por hélice como los activados por propulsión por reacción tienen sus propias ventajas y limitaciones, y se han hecho varios intentos para combinar las características más deseables de ambos en uno solo. Dos de esas modificaciones son el *turbopropulsor* (*propjet*) y el *turboventilador* (*turbofan*).

El motor utilizado más ampliamente en la propulsión de aviones es el motor de **turbofan** (*ventirreactor*), donde un gran ventilador accionado por una turbina obliga a que una gran cantidad de aire circule por un ducto (cubierta) que rodea a la máquina, como se muestra en las figuras 9-52 y 9-53. El escape del ventilador sale del ducto a una velocidad más alta incrementando de manera significativa el empuje total del motor. El motor de turbofan se basa en el principio que, para la misma potencia, un gran volumen de aire que se mueve con más lentitud producirá más empuje que un volumen pequeño de aire que se mueve rápidamente. El primer motor turbofan comercial fue probado con éxito en 1955.

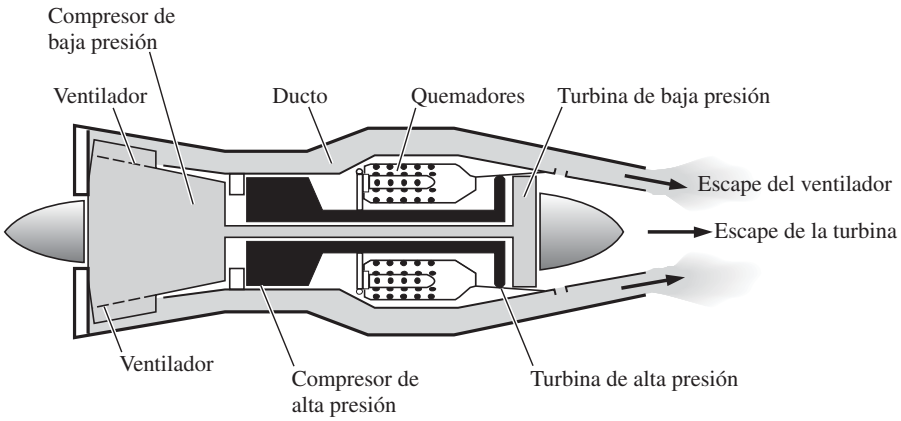


Figura 9-52
Un motor turbofan.

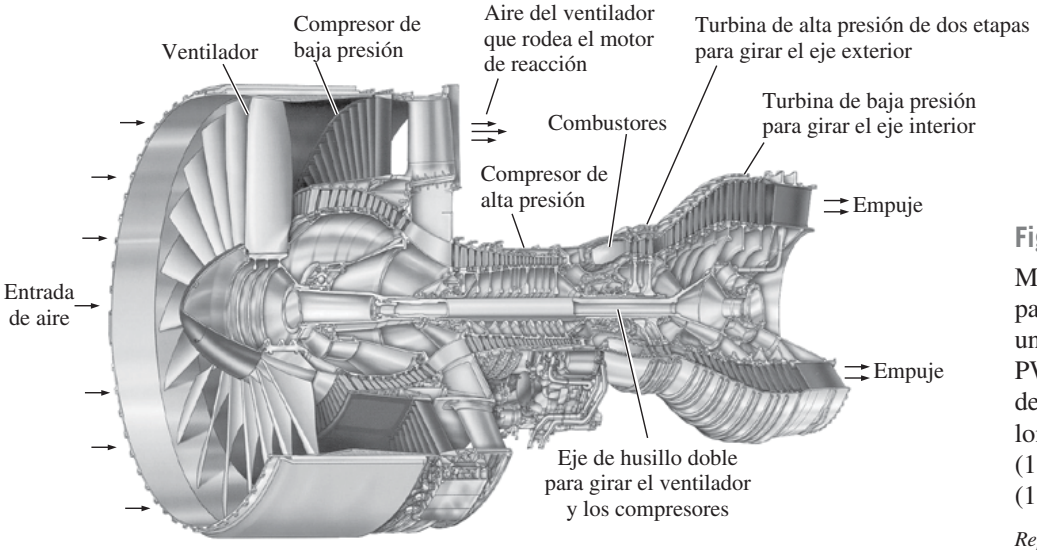


Figura 9-53

Motor moderno de reacción utilizado para impulsar el avión Boeing 777. Es un turboventilador Pratt & Whitney PW4084 capaz de producir 84 000 lbs de empuje. Tiene 4.87 m (192 pulg) de longitud, tiene un ventilador de 2.84 m (112 pulg) de diámetro y pesa 6 800 kg (15 000 lbm).

Reproducido con permiso de United Technologies Corporation, Pratt & Whitney.

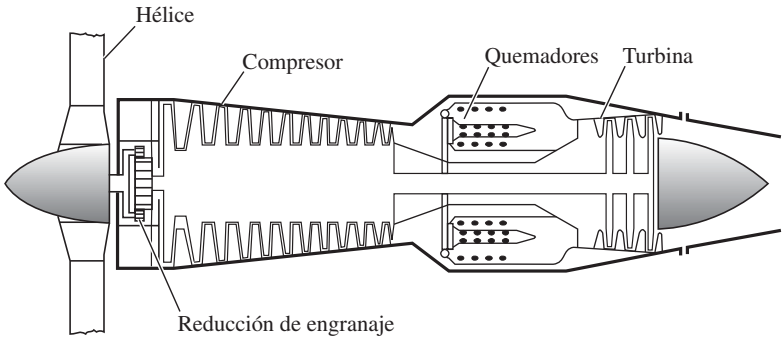


Figura 9-54

Un motor de turbohélice.

El motor de turbofan de un avión puede distinguirse del turborreactor menos eficiente por la gruesa cubierta del gran ventilador. Todo el empuje del turborreactor se debe a los gases de escape que salen del motor a aproximadamente dos veces la velocidad del sonido. En un motor de turbofan los gases de escape de alta velocidad se mezclan con el aire que tiene una velocidad inferior, lo cual resulta en una considerable reducción del ruido.

Nuevas técnicas de enfriamiento han originado incrementos notables en las eficiencias, permitiendo que las temperaturas del gas a la salida del quemador alcancen valores superiores a 1 500 °C, 100 °C por encima del punto de fusión de los materiales de los álabes de la turbina. Los motores de turbofan merecen la mayor parte del crédito en el éxito de los jumbo jets que pesan casi 400 000 kg y son capaces de transportar más de 400 pasajeros a distancias mayores a los 10 000 km con velocidades superiores a 950 km/h con menos combustible por pasajero y milla de distancia.

La relación entre el flujo másico del aire que rodea la cámara de combustión y el del aire que fluye por ella recibe el nombre de *relación de desvío*. Las primeras máquinas comerciales de alta relación de desvío tenían una relación de desvío de 5. El aumento de esta relación en un motor de turbofan incrementa el empuje, por eso tiene sentido eliminar la cubierta del ventilador. El resultado es un motor de **turbopropulsión** (**propjet**), como el que se ilustra en la figura 9-54. Los motores de turbofan y de turbopropulsión difieren principalmente en sus relaciones de desvío: 5 o 6 para turboventiladores y de hasta 100 para los de turbopropulsión. Como regla general, las hélices son más eficientes que los motores de reacción; pero están limitadas a una operación de baja velocidad y

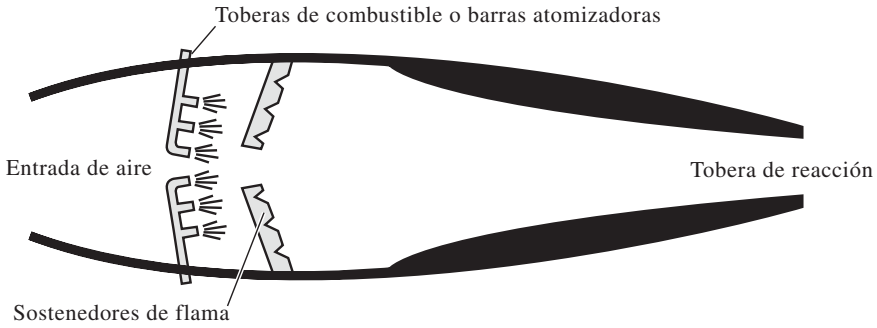


Figura 9-55
Motor de estatorreactor.

baja altura porque su eficiencia disminuye a altas velocidades y altitudes. Los antiguos motores de turbopropulsión (*turbohélices* o *turboprops*) estaban limitados a velocidades cercanas a 0.62 mach y a altitudes de aproximadamente 9 100 m. Se espera que los nuevos motores de turbopropulsión (*propventiladores* o *propfan*) que están en desarrollo alcancen velocidades de 0.82 mach y altitudes de casi 12 200 m. Se espera que los aviones comerciales de tamaño y radio de acción medio, impulsados por propventiladores, vuelen tan alto y tan rápido como los aviones impulsados por turbofan, y con menos combustible.

Otra modificación muy extendida en los aviones militares es la adición de una sección de **quemadores posteriores** entre la turbina y la tobera aceleradora. Siempre que surge la necesidad de empuje adicional, como en despegues cortos o condiciones de combate, se inyecta combustible adicional dentro de los gases de combustión ricos en oxígeno que salen de la turbina. Como resultado de esta adición de energía, los gases de escape salen a una velocidad más alta y suministran un empuje mayor.

Un motor de **estatorreactor** o **autorreactor** (*ramjet*) es un ducto con forma adecuada sin compresor o turbina, como se muestra en la figura 9-55, y en ocasiones se usa para la propulsión de alta velocidad de misiles y aviones. El aumento de presión en el motor se logra por el efecto de presión dinámica de admisión del aire de alta velocidad que al entrar impacta contra una barrera. Por lo tanto, un motor de estatorreactor necesita llevarse a una velocidad suficientemente elevada mediante una fuerza externa antes de que pueda encenderse.

El motor de estatorreactor se desempeña mejor en aviones que vuelan arriba de 2 o 3 mach (2 o 3 veces la velocidad del sonido). En uno de estos motores el aire se desacelera a aproximadamente 0.2 mach, el combustible se agrega al aire y se quema a esta velocidad baja, mientras los gases de combustión se expanden y aceleran en una tobera.

Un motor **superestatorreactor** (**scramjet**) es esencialmente un estatorreactor en el cual el aire fluye a velocidades supersónicas (arriba de la velocidad del sonido). Los motores estatorreactores que se convierten en configuraciones de superestatorreactores a velocidades superiores a 6 mach se prueban con buenos resultados a velocidades de aproximadamente 8 mach.

Finalmente, un **cohete** es un dispositivo donde un combustible sólido o líquido y un oxidante reaccionan en la cámara de combustión. Después, los gases de combustión de alta presión se expanden en una tobera, para salir del cohete a velocidades muy altas, lo cual produce el empuje que impulsa al cohete.

9-12 ▪ Análisis de ciclos de potencia de gas con base en la segunda ley

Los ciclos ideales de Carnot, Ericsson y Stirling son *totalmente reversibles*, de modo que no incluyen ninguna irreversibilidad. Sin embargo, los ciclos ideales de Otto, Diesel y Brayton solamente son *internamente reversibles*, por lo

tanto pueden incluir irreversibilidades externas al sistema. Un análisis según la segunda ley de estos ciclos revelará dónde suceden las irreversibilidades más grandes y dónde inician las mejoras.

Las relaciones para la *exergía* y la *destrucción de exergía* tanto para sistemas cerrados como para sistemas de flujo estacionario se trataron en el capítulo 8. La destrucción de exergía para un proceso de un sistema cerrado se expresa como

$$\begin{aligned} X_{\text{destr}} &= T_0 S_{\text{gen}} = T_0(\Delta S_{\text{sis}} - S_{\text{entrada}} + S_{\text{salida}}) \\ &= T_0\left[(S_2 - S_1)_{\text{sis}} - \frac{Q_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}} + \frac{Q_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}}\right] \qquad \text{(kJ)} \end{aligned} \tag{9-30}$$

donde $T_{b,\text{entrada}}$ y $T_{b,\text{salida}}$ son las temperaturas de la frontera del sistema a través de la cual el calor es transferido hacia y desde el sistema, respectivamente. Una relación similar para sistemas de flujo estacionario puede expresarse en la forma de tasa, como

$$\dot{X}_{\text{destr}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = T_0(\dot{S}_{\text{salida}} - \dot{S}_{\text{entrada}}) = T_0\left(\sum_{\text{salida}} \dot{m}s - \sum_{\text{entrada}} \dot{m}s - \frac{\dot{Q}_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}} + \frac{\dot{Q}_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}}\right) \qquad \text{(kW)} \tag{9-31}$$

o, por unidad de masa para un dispositivo de flujo estacionario de una entrada y una salida, como

$$x_{\text{destr}} = T_0 s_{\text{gen}} = T_0\left(s_s - s_e - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}} + \frac{q_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}}\right) \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{9-32}$$

donde los subíndices e y s denotan los estados de entrada y de salida, respectivamente.

La destrucción de exergía de un *ciclo* es la suma de la destrucción de exergía de los procesos que componen ese ciclo. La destrucción de exergía de un ciclo también puede determinarse sin seguir los procesos individuales considerando el ciclo completo como un solo proceso y usando una de las relaciones anteriores. La entropía es una propiedad y su valor depende únicamente del estado. Para un ciclo, reversible o real, los estados inicial y final son idénticos, por lo que $s_s = s_e$. Por lo tanto, la destrucción de exergía de un ciclo depende de la magnitud de la transferencia de calor debido a los depósitos de alta y baja temperatura involucrados y de sus temperaturas. Puede expresarse por unidad de masa como

$$x_{\text{destr}} = T_0\left(\sum \frac{q_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}} - \sum \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}}\right) \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{9-33}$$

Para un ciclo que sólo implica transferencia de calor en una fuente a T_H y un sumidero a T_L, la destrucción de exergía es

$$x_{\text{destr}} = T_0\left(\frac{q_{\text{salida}}}{T_L} - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_H}\right) \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{9-34}$$

La exergía de un sistema cerrado ϕ y una corriente de fluido ψ en cualquier estado puede determinarse a partir de

$$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{9-35}$$

y

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{9-36}$$

donde el subíndice “0” denota el estado de los alrededores.

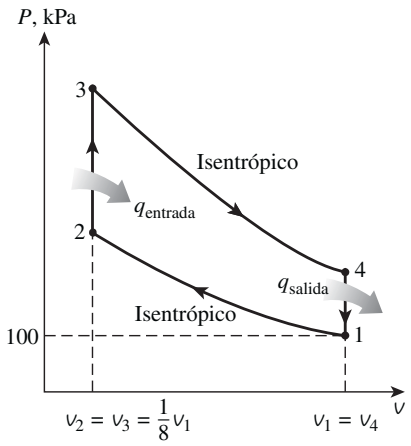


Figura 9-56
Diagrama para el ejemplo 9-10.

EJEMPLO 9-10 Análisis según la segunda ley de un ciclo de Otto

Considere un motor que opera en el ciclo ideal de Otto con una relación de compresión de 8 (Fig. 9-56). Al principio del proceso de compresión, el aire está a 100 kPa y 17 °C. Durante el proceso de adición de calor a volumen constante, se transfieren 800 kJ/kg de calor al aire de una fuente a 1 700 K, y el calor de desecho se rechaza al entorno a 300 K. Teniendo en cuenta la variación de calores específicos del aire con la temperatura, determine *a*) la destrucción de exergía correspondiente a cada uno de los cuatro procesos y al ciclo, y *b*) la eficiencia de la segunda ley de este ciclo.

Solución Se considera un motor que opera en el ciclo ideal de Otto. Para fuentes y temperaturas específicas de sumidero están por ser determinadas la destrucción de exergía asociada con este ciclo y la eficiencia de la segunda ley.
Suposiciones **1** Existen condiciones operativas estables. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables.
Análisis *a*) Tomamos como sistema el motor colindante con la fuente de calor a la temperatura T_H, y el ambiente a la temperatura T_0. El ciclo se ha analizado en el ejemplo 9-2, y se dieron o se determinaron varias cantidades como

$$r = 8 \qquad P_2 = 1.7997 \text{ MPa}$$
$$T_0 = 290 \text{ K} \qquad P_3 = 4.345 \text{ MPa}$$
$$T_1 = 290 \text{ K} \qquad q_{\text{entrada}} = 800 \text{ kJ/kg}$$
$$T_2 = 652.4 \text{ K} \qquad q_{\text{salida}} = 381.83 \text{ kJ/kg}$$
$$T_3 = 1\,575.1 \text{ K} \qquad w_{\text{neto}} = 418.17 \text{ kJ/kg}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos ($s_1 = s_2$, $s_3 = s_4$) y, por lo tanto, no implican irreversibilidades internas ni externas; es $X_{\text{destr},12} = \mathbf{0}$ y $X_{\text{destr},34} = \mathbf{0}$.

Los procesos 2-3 y 4-1 son procesos de adición de calor y rechazo de calor a volumen constante, respectivamente, y son internamente reversibles. Sin embargo, la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y la fuente o el disipador tiene lugar mediante una diferencia finita de temperatura, lo cual hace irreversibles ambos procesos. La destrucción de exergía correspondiente a cada proceso está determinada por la ecuación 9-32. Sin embargo, necesitamos determinar primero el cambio de entropía del aire durante estos procesos:

$$\begin{aligned} s_3 - s_2 &= s_3^\circ - s_2^\circ - R \ln \frac{P_3}{P_2} \\ &= (3.5045 - 2.4975) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} - (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{4.345 \text{ MPa}}{1.7997 \text{ MPa}} \\ &= 0.7540 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

También,

$$q_{\text{entrada}} = 800 \text{ kJ/kg} \quad \text{y} \quad T_{\text{fuente}} = 1\,700 \text{ K}$$

Por lo tanto,

$$\begin{aligned} x_{\text{destr},23} &= T_0 \left[(s_3 - s_2)_{\text{sis}} - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{\text{fuente}}} \right] \\ &= (290 \text{ K}) \left[0.7540 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} - \frac{800 \text{ kJ/kg}}{1\,700 \text{ K}} \right] \\ &= \mathbf{82.2 \text{ kJ/kg}} \end{aligned}$$

Para el proceso 4-1, $s_1 - s_4 = s_2 - s_3 = -0.7540$ kJ/kg · K, $q_{R,41} = q_{\text{salida}} = 381.83$ kJ/kg, y $T_{\text{sumidero}} = 290$ K. Así,

$$x_{\text{destr},41} = T_0 \left[(s_1 - s_4)_{\text{sis}} + \frac{q_{\text{salida}}}{T_{\text{sumidero}}} \right]$$

$$= (290\ \text{K})\left[-0.7540\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} + \frac{381.83\ \text{kJ/kg}}{290\ \text{K}}\right]$$

$$= \mathbf{163.2\ kJ/kg}$$

Por lo tanto, la irreversibilidad del ciclo es

$$x_{\text{destr,ciclo}} = x_{\text{destr,12}} + x_{\text{destr,23}} + x_{\text{destr,34}} + x_{\text{destr,41}}$$
$$= 0 + 82.2\ \text{kJ/kg} + 0 + 163.2\ \text{kJ/kg}$$
$$= \mathbf{245.4\ kJ/kg}$$

La destrucción de exergía del ciclo podría determinarse también a partir de la ecuación 9-34. Observe que la destrucción de exergía más grande en el ciclo ocurre durante el proceso de rechazo de calor. Por lo tanto, cualquier intento por reducirla debe empezar con este proceso.

b) La eficiencia de la segunda ley se define como

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía gastada}} = \frac{x_{\text{recuperada}}}{x_{\text{gastada}}} = 1 - \frac{x_{\text{destruida}}}{x_{\text{gastada}}}$$

Aquí, la exergía gastada es el contenido de exergía del calor suministrado al aire en el motor (que es su potencial de trabajo), y la exergía recuperada es la producción neta de trabajo:

$$x_{\text{gastada}} = x_{\text{calor, ent}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) q_{\text{ent}}$$

$$= \left(1 - \frac{290\ \text{K}}{1\,700\ \text{K}}\right)(800\ \text{kJ/kg}) = 663.5\,\text{kJ/kg}$$

$$x_{\text{recuperada}} = w_{\text{neto, sal}} = 418.17\ \text{kJ/kg}$$

Al sustituir, la eficiencia de la segunda ley de esta planta eléctrica se determina como

$$\eta_{\text{II}} = \frac{x_{\text{recuperada}}}{x_{\text{gastada}}} = \frac{418.17\ \text{kJ/kg}}{663.5\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.630}\ \text{o}\ \mathbf{63.0\%}$$

Comentario La eficiencia de la segunda ley también se puede determinar usando los datos de destrucción de exergía,

$$\eta_{\text{II}} = 1 - \frac{x_{\text{destruida}}}{x_{\text{gastada}}} = 1 - \frac{245.4\ \text{kJ/kg}}{663.5\ \text{kJ/kg}} = 0.630\ \text{o}\ 63.0\%$$

Observe que la destrucción de exergía correspondiente a la transferencia de calor en la que participan tanto la fuente de calor como el entorno se toman en cuenta en los resultados.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Ahorro de combustible y dinero al manejar con sensatez

Dos terceras partes del petróleo utilizado en Estados Unidos se usan para transportación. La mitad de este petróleo es consumido por automóviles de pasajeros

* Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad. La información aquí presentada se basa en gran parte en las publicaciones del Departamento de Energía, de la Agencia de Protección Ambiental y de la Asociación Automovilística Americana, de Estados Unidos.

Figura 9-57

El automóvil promedio en Estados Unidos es conducido alrededor de 13 500 millas por año, utiliza cerca de 580 galones de gasolina, equivalente a un costo de $2 300 a $4.00/gal.

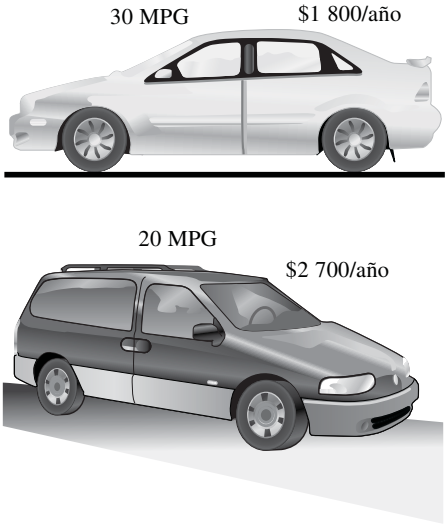


Figura 9-58

Bajo condiciones promedio de manejo, el dueño de un vehículo de 30 mpg gastará $900 menos cada año en combustible en comparación con el dueño de un vehículo de 20 mpg (suponiendo $4.00/gal y 13 500 millas/año).

y camiones ligeros que son usados por la gente para trasladarse y regresar del trabajo (38 por ciento), en un negocio familiar (35 por ciento) y para actividades recreativas, sociales y religiosas (27 por ciento). La eficiencia total de los vehículos ha aumentado considerablemente con el paso de los años debido a mejoras en aerodinámica, materiales y controles electrónicos. Sin embargo, el consumo promedio de combustible de los nuevos vehículos no ha cambiado mucho de aproximadamente 20 millas por galón (mpg) debido a la creciente tendencia del consumidor a comprar automóviles, camiones y vehículos utilitarios y deportivos más grandes y con menor eficiencia de combustible. Los motociclistas también continúan manejando más cada año: 13 476 millas en 2010 comparadas con 10 277 millas en 1990. En consecuencia, el uso anual de gasolina por vehículo en Estados Unidos ha aumentado a 580 galones en 2010 (con un valor de $2 320 a $4.00/gal) de 506 galones en 1990 (Fig. 9-57).

Ahorrar combustible no se limita a tener buenos hábitos de manejo, también implica comprar el coche correcto, utilizarlo responsablemente y darle mantenimiento adecuado. Un automóvil no quema ningún combustible cuando no está funcionando, por lo tanto una manera segura de ahorrar combustible es no conducir el automóvil, pero ésta no es la razón por la que se compra un coche. Podemos reducir el manejo y por lo tanto el consumo de combustible si se toman en cuenta alternativas viables como *vivir cerca de las áreas de trabajo y de los centros comerciales, trabajar en casa, laborar más tiempo en menos días, unirse a un grupo que comparta automóviles o fundar uno, utilizar el transporte público, combinar tareas en un solo viaje y planearlas, evitar las horas pico y los caminos con tránsito pesado y muchos semáforos*, y sencillamente *caminar* o *viajar en bicicleta* a lugares cercanos, lo cual trae el beneficio adicional de buena salud y condición física. Manejar solamente cuando es necesario es la mejor manera de ahorrar combustible y dinero, así como cuidar el ambiente.

Manejar eficientemente empieza antes de comprar un coche, tal como criar buenos hijos empieza antes de casarse. La decisión de comprar en este momento afectará el consumo de combustible durante muchos años. Bajo condiciones promedio de manejo, el dueño de un vehículo que rinda 30 mpg gastará $400 menos cada año en combustible que el dueño de un vehículo de 20 mpg (suponiendo un costo del combustible de $4.00 por galón y 13 500 millas de manejo por año). Si se conserva un vehículo durante 5 años, el de 30 mpg, ahorrará $4 500 durante este periodo (Fig. 9-58). El consumo de combustible de un coche depende de muchos factores, como el *tipo de vehículo*, *peso*, *tipo de transmisión*, *tamaño* y *eficiencia del motor* y de los *accesorios* y *opciones instaladas*. Los automóviles de combustible más eficiente son automóviles compactos con diseño aerodinámico y un motor pequeño, transmisión manual, área frontal pequeña (la altura por el ancho del coche) y accesorios esenciales.

A velocidades permitidas en autopista, la mayor parte del combustible es usado para vencer la fuerza de arrastre aerodinámica o la resistencia del aire al movimiento, que es la fuerza necesaria para mover el vehículo a través del aire. Esta fuerza de resistencia es proporcional al coeficiente de arrastre y al área frontal; por lo tanto, para un área frontal determinada, un vehículo con apariencia de saeta diseñado aerodinámicamente y con líneas de contorno que coincidan con las de la corriente del aire tiene un coeficiente menor de arrastre y en consecuencia mejor economía de combustible que un vehículo parecido a una caja con esquinas agudas (Fig. 9-59). De acuerdo con esta generalización, un automóvil compacto tiene un área frontal menor y por lo tanto mejor economía de combustible en comparación con la de un automóvil grande.

Mover el *peso extra* requiere más combustible y en consecuencia daña la economía de combustible. Así, el vehículo más ligero es más eficiente. Tam-

bién, como regla general, mientras mayor es el motor mayor es su tasa de consumo de combustible. Entonces, es lógico esperar que un coche con un motor de 1.8 L sea más eficiente en consumo que uno con un motor de 3.0 L. Para un cierto tamaño de motor, los *motores diesel* operan con relaciones de compresión mucho más altas que los de gasolina, por lo tanto son inherentemente más eficientes en su consumo. Las *transmisiones manuales* son por lo general más eficientes que las automáticas, pero éste no es siempre el caso. Un automóvil con transmisión automática generalmente utiliza 10 por ciento más combustible que otro con transmisión manual, debido a las pérdidas asociadas con la conexión hidráulica entre el motor y la transmisión, así como el peso adicional. Las transmisiones con un *engrane de sobremarcha* (encontrado en transmisiones automáticas de cuatro velocidades y en las manuales de cinco velocidades) ahorran combustible y reducen el ruido y el desgaste del motor durante la conducción en carretera, reduciendo las rpm del motor mientras que mantienen la misma velocidad del vehículo.

La *tracción delantera* ofrece mejor tracción (debido al peso del motor sobre las ruedas delanteras), peso reducido del vehículo y por lo tanto mejor economía de combustible, con el beneficio adicional de tener mayor espacio en el compartimiento de pasajeros. Los mecanismos de conducción en las cuatro ruedas ofrecen mejor tracción y frenado, por lo tanto una conducción más segura sobre grava suelta y caminos resbaladizos, ya que transmiten torsión para las cuatro ruedas. Sin embargo, la seguridad adicional conlleva un incremento de peso, ruido y costo, y un decremento en la economía de combustible. Las *llantas radiales* generalmente disminuyen el consumo de combustible de 5 a 10 por ciento al reducir la resistencia al rodaje, pero su presión debe ser verificada regularmente ya que pueden verse normales y tenerla baja. El *control de crucero* ahorra combustible durante los viajes largos en caminos abiertos y manteniendo una velocidad estable. Las *ventanas oscuras* y los colores interiores y exteriores claros reducen la ganancia de calor solar, y por ende la necesidad de aire acondicionado.

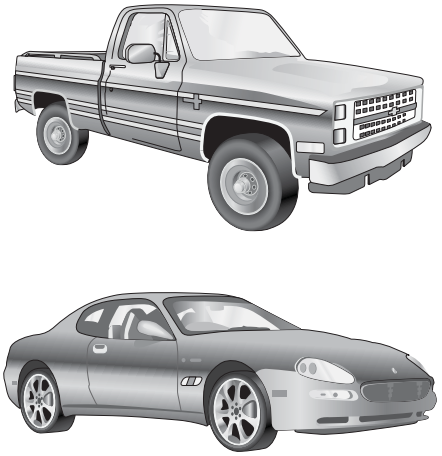


Figura 9-59

Los vehículos diseñados aerodinámicamente tienen un coeficiente de arrastre menor y por lo tanto mejor economía de combustible que los vehículos que parecen cajas con esquinas agudas.

ANTES DE CONDUCIR

Realizar ciertas cosas antes de empezar a conducir pueden producir una diferencia significativa sobre el costo de combustible del vehículo cuando éste se halla en funcionamiento. A continuación analizamos algunas medidas como utilizar el tipo correcto de combustible, minimizar la marcha ociosa, quitar el peso extra y mantener las llantas correctamente infladas.

Utilice combustible con el número mínimo de octanaje recomendado por el fabricante del vehículo

Muchos conductores compran el combustible premium de más alto costo, porque piensan que es mejor para el motor. La mayoría de los coches actuales están diseñados para operar con combustible regular sin plomo. Si el manual de operación no pide combustible premium, utilizar gasolina que no sea la regular es simplemente un desperdicio de dinero. El índice de octano no es una medida de la "potencia" o "calidad" del combustible, es sencillamente una medida de la resistencia del combustible al cascabeleo (golpeteo) del motor causado por la combustión prematura. A pesar de las implicaciones de nombres ostentosos como "premium", "súper" o "potencia máxima", un combustible con un número de octanaje más alto no es un mejor combustible, sino solamente uno más caro debido al procesamiento extra requerido para aumentar el índice de octano (Fig. 9-60). Si empiezan a cascabelear, los automóviles viejos pueden requerir aumentar un nivel del índice de octano recomendado para un automóvil nuevo.

Figura 9-60

A pesar de las implicaciones que traen consigo los nombres ostentosos, un combustible con un número de octanaje más alto no es un mejor combustible; simplemente es más caro.

© S. Meltzer/PhotoLink/Getty Images RF

No sobrellenar el tanque de gasolina

Llenar de más el tanque de combustible puede hacer que el combustible fluya en sentido contrario durante el bombeo. En climas cálidos, un tanque sobrelleno también puede hacer que el nivel de combustible rebose debido a la expansión térmica. Esto desperdicia combustible, contamina el ambiente y puede dañar la pintura del vehículo. Asimismo, los tapones del tanque de combustible que no sellan bien permitirán que se pierda algo de gasolina por evaporación. Comprar combustible en clima fresco, como en las mañanas, minimizará las pérdidas evaporativas. Cada galón de combustible derramado o evaporado emite tantos hidrocarburos al aire como 7 500 millas de manejo.

Estacione en el garaje

El motor de un automóvil estacionado en el garaje durante la noche estará más tibio a la mañana siguiente. Esto reducirá los problemas asociados con el periodo de calentamiento, como arranque, consumo excesivo de combustible y contaminación ambiental. En un clima caliente un garaje bloqueará la luz directa del sol y reducirá la necesidad de usar el aire acondicionado.

Arranque el automóvil correctamente y evite la marcha en vacío extendida

Con los automóviles actuales no es necesario cebar primero el motor bombeando el pedal del acelerador repetidamente antes de arrancar; esto sólo desperdicia combustible. Calentar el motor tampoco es necesario. Tenga en mente que un motor en marcha en vacío desperdicia combustible y contamina el ambiente. No acelere un motor frío para calentarlo, ya que se calentará más rápidamente en el camino bajo carga ligera, mientras que el convertidor catalítico comenzará a funcionar más pronto. Comience a manejar tan pronto como el motor esté encendido, pero evite la aceleración rápida y el manejo en carretera antes de que el motor, y por ende el aceite, se calienten completamente para evitar el desgaste del motor.

En un clima frío el periodo de calentamiento es mucho más largo, el consumo de combustible durante el calentamiento es mayor y las emisiones por el escape también aumentan. Por ejemplo, a –20 °C un automóvil debe ser conducido por lo menos a lo largo de 3 millas para calentarse completamente. Un motor de gasolina utilizará hasta 50 por ciento más combustible durante el calentamiento que lo requerido una vez caliente. Las emisiones contaminantes por el escape de un motor frío durante el calentamiento son mucho mayores ya que los convertidores catalíticos no funcionan correctamente antes de alcanzar su temperatura normal de operación, la cual es de alrededor de 390 °C.

No lleve peso innecesario en o sobre el vehículo

Quite cualquier nieve o hielo del vehículo y evite llevar artículos innecesarios, especialmente los que sean pesados (como cadenas para nieve, llantas viejas, libros) en el compartimiento de pasajeros, en la cajuela o en el área de carga del vehículo (Fig. 9-61). Esto desperdicia combustible ya que requiere combustible extra para mover el peso adicional. Un peso extra de 100 lbm disminuye la economía de combustible del automóvil entre 1 y 2 por ciento.

Algunas personas encuentran conveniente utilizar una canastilla o cofre en el techo para tener espacio adicional de carga. Sin embargo, si debe llevar artículos extra, colóquelos dentro del vehículo y no en las canastillas del techo, así se reduce el arrastre. La nieve que se acumula en un vehículo y distorsiona su forma debe ser retirada por la misma razón. Una canastilla de techo cargada puede

Figura 9-61

Una canastilla cargada en el techo de un coche aumenta el consumo de combustible hasta 5 por ciento cuando se conduce en carretera.

incrementar el consumo de combustible por hasta 5 por ciento durante la conducción en carretera. Hasta la canastilla vacía más aerodinámica incrementará el arrastre aerodinámico, por lo tanto el consumo de combustible. En consecuencia, la canastilla deberá ser retirada cuando no se necesite.

Mantenga las llantas infladas a la presión máxima recomendada

Mantener las llantas infladas correctamente es una de las cosas más fáciles y más importantes que uno puede hacer para mejorar la economía de combustible. Si hay un rango recomendado por el fabricante, deberá usarse la presión más alta para maximizar la economía de combustible. La presión de las llantas debe ser revisada cuando éstas estén frías, ya que la presión cambia con la temperatura (aumenta 1 psi por cada elevación de 10 °F en la temperatura, ya sea por el ambiente o por la fricción del camino). Las llantas infladas sin la presión necesaria se calientan y ponen en riesgo la seguridad, causan su desgaste prematuro, afectan adversamente el manejo del vehículo y dañan la economía de combustible al aumentar la resistencia al rodaje. Las llantas sobreinfladas causan un viaje sobresaltado e incómodo y hacen que se desgasten de manera dispareja. Las llantas pierden alrededor de 1 psi de presión por mes debido a que golpean agujeros, topes y banquetas. Por lo tanto, la presión de éstas deberá verificarse por lo menos cada mes. Una llanta subinflada en una cantidad de 2 psi resultará en un incremento de 1 por ciento en el consumo de combustible (Fig. 9-62). Las llantas subinfladas frecuentemente causan que el consumo de combustible de los vehículos aumente de 5 a 6 por ciento.

También es importante mantener las ruedas alineadas. Manejar un vehículo con las ruedas delanteras desalineadas incrementa la resistencia al rodaje y por lo tanto el consumo de combustible, además de que causa problemas de manejo y desgaste disparejo. Así, las ruedas deberán alinearse correctamente cuando sea necesario.

Figura 9-62

Las llantas subinfladas frecuentemente causan que el consumo de combustible de los vehículos aumente en 5 o 6 por ciento.

© McGraw-Hill Education/Lars A. Niki RF

MIENTRAS MANEJA

Los hábitos de manejo pueden producir una diferencia significativa en la cantidad utilizada de combustible. Manejar sensatamente y practicar algunas técnicas de conducción eficiente en combustible como las que se analizan a continuación incrementará la economía de combustible por más de 10 por ciento.

Evitar arranques bruscos y frenados repentinos

A pesar de la emoción que puedan producir, los arrancones "de liebre", abruptos y agresivos, desperdician combustible, desgastan las llantas, ponen en riesgo la seguridad y son más dañinos para los componentes y conectores del vehículo. Los frenados en los que las llantas rechinan desgastan prematuramente las balatas de freno y pueden causar que el conductor pierda el control del vehículo. Los arranques y frenados suaves ahorran gasolina, reducen el desgaste y la contaminación, al tiempo que son más seguros y demuestran más cortesía para con los demás conductores.

Maneje a velocidades moderadas

Evitar las altas velocidades en los caminos abiertos da como resultado una conducción más segura y mejor economía de combustible. Al conducir en carretera, más de 50 por ciento de la potencia producida por el motor es utilizada para vencer el arrastre aerodinámico (es decir, para hacer a un lado el aire). El arrastre aerodinámico y por lo tanto el consumo de combustible aumentan rápidamente a velocidades por encima de las 55 mph, como se muestra en la figura 9-63. En promedio, un automóvil utiliza alrededor de 15 por ciento más combustible a 65 mph, y 25

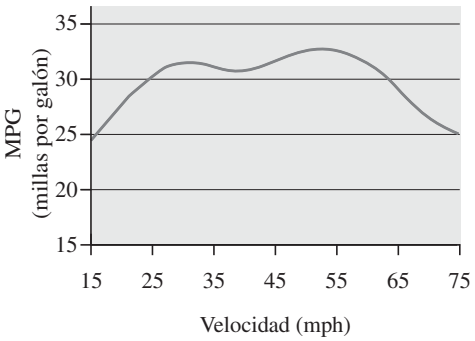


Figura 9-63

El arrastre aerodinámico aumenta y, en consecuencia, la economía de combustible disminuye rápidamente a velocidades superiores a las 55 mph.

Fuente: EPA y Departamento de Energía de Estados Unidos.

por ciento más a 70 mph de lo que requiere a 55 mph. (Un automóvil emplea cerca de 10 por ciento más combustible a 100 km/h y 20 por ciento más a 110 km/h de lo que requiere a 90 km/h.)

El análisis anterior no debe llevarnos a concluir que mientras más baja es la velocidad mejor es la economía de combustible, porque no es así. El número de millas que puede conducirse por galón de combustible cae rápidamente a velocidades inferiores a las 30 mph (o 50 km/h), como se aprecia en la gráfica. Además, las velocidades menores al flujo del tránsito pueden causar un riesgo. Por lo tanto, un automóvil deberá manejarse a velocidades moderadas para una economía óptima de combustible.

Mantener velocidad constante

El consumo de combustible permanece en un mínimo durante la conducción estable a velocidades moderadas. Considere que cada vez que presiona fuertemente el acelerador, más combustible es bombeado hacia el motor. El vehículo debe acelerarse gradual y suavemente ya que durante la aceleración rápida es rociado combustible extra dentro del motor. El uso del control de crucero en viajes por autopista puede ayudar a mantener una velocidad constante y a reducir el consumo de combustible. El manejo estable es también más seguro, menos dañino para los nervios y mejor para el corazón.

Anticipe el tránsito y evite acercarse a otros coches

Un conductor puede reducir su consumo de combustible hasta en un 10 por ciento si anticipa las condiciones del tránsito y ajustando su velocidad adecuadamente, evitando acercarse mucho a otros coches y por lo tanto el frenado y la aceleración innecesarios (Fig. 9-64). Las aceleraciones y desaceleraciones desperdician combustible. El frenado y las detenciones abruptas pueden minimizarse, por ejemplo, no siguiendo demasiado cerca a los otros vehículos y desacelerando gradualmente cuando se aproxime a una luz roja, una señal de alto o al tránsito lento. Este estilo relajado de conducir es más seguro, ahorra combustible y dinero, reduce la contaminación, disminuye el desgaste en llantas y frenos y es apreciado por los demás conductores. Darse suficiente tiempo para llegar a su destino ayuda a resistir el deseo de aproximarse demasiado.

Figura 9-64
El consumo de combustible puede disminuirse hasta 10 por ciento previniendo las condiciones del tránsito y con una conducción adecuada.

© *PhotoDisc/Getty Images RF*

Evitar aceleraciones y frenados repentinos (excepto en emergencias)

Acelere gradual y suavemente cuando rebase otros vehículos o cuando se incorpore al tránsito más rápido. Bombear o pisar a fondo el acelerador al manejar hace que el motor cambie al "modo de enriquecimiento de combustible", operación que desperdicia combustible. Cuando se conduce en la ciudad, casi la mitad de la potencia del motor se emplea para acelerar. Cuando se acelera en vehículos con cambios de velocidad, las revoluciones por minuto (rpm) del motor se deben mantener al mínimo. El frenado desperdicia la energía mecánica producida por el motor y desgasta las balatas.

Evite apoyar los pies en los pedales de embrague o freno mientras maneja

Descansar el pie izquierdo en el pedal del freno aumenta la temperatura de los componentes del freno y reduce su eficacia y su vida de servicio al tiempo que desperdicia combustible. De manera similar, descansar el pie izquierdo en el pedal de embrague reduce la presión sobre el disco de embrague, haciendo que se deslice y desgaste prematuramente, desperdiciando combustible.

Utilizar la velocidad más alta (sobremarcha) al conducir en autopista

La sobremarcha mejora la economía de combustible durante la conducción en autopista, disminuyendo la velocidad (o rpm) del motor del vehículo. La velocidad más baja del motor reduce el consumo de combustible por unidad de tiempo así como el desgaste del motor. Por lo tanto, la sobremarcha (la quinta velocidad en automóviles equipados con transmisión manual con sobremarcha) deberá utilizarse tan pronto como la velocidad del vehículo sea lo suficientemente alta.

Apague el motor en lugar de tenerlo en marcha en vacío

La marcha en vacío innecesaria durante esperas largas (por ejemplo, durante el servicio en una ventanilla de acceso desde el automóvil, o al hallarse detenido en el tránsito, etc.) desperdicia combustible, contamina el aire y causa desgaste del motor (más desgaste que en el manejo) (Fig. 9-65). Por lo tanto, el motor deberá apagarse en lugar de tenerlo en marcha en vacío, ya que más de un minuto de este tipo de marcha consume mucho más combustible que reencender el motor. El consumo de combustible en las colas de las ventanillas de acceso desde el automóvil y la contaminación emitida pueden evitarse totalmente estacionando el coche y entrando a pie al establecimiento.

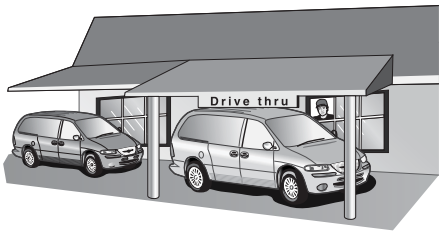


Figura 9-65

La marcha en vacío innecesaria durante esperas largas desperdicia combustible, cuesta dinero y contamina el aire.

Use esporádicamente el aire acondicionado

El aire acondicionado consume considerable potencia, por lo tanto aumenta el consumo de combustible por 3 o 4 por ciento durante la conducción en autopista y en 10 por ciento durante la conducción en la ciudad (Fig. 9-66). La mejor alternativa al aire acondicionado es abrir el sistema de ventilación (comúnmente, esto se consigue al hacer funcionar el aire acondicionado en el modo "económico") y manteniendo cerradas las ventanas y el techo. Esta medida será adecuada para lograr comodidad cuando se está en un clima agradable y ahorrará el máximo de combustible, ya que el compresor del acondicionador de aire estará apagado. Sin embargo, en un clima más cálido la ventilación no puede suministrar un efecto refrescante adecuado. En tal caso puede conseguirse comodidad abriendo las ventanillas o el techo, lo cual es una alternativa viable para el manejo en la ciudad, pero no en carretera, ya que el arrastre aerodinámico causado por las ventanillas o el techo abiertos a las velocidades de carretera consume más combustible que el aire acondicionado. Por lo tanto, a velocidades de carretera, las ventanillas o el techo deberán estar cerrados y el aire acondicionado encendido para ahorrar combustible. Éste es el caso para automóviles más modernos, diseñados aerodinámicamente.

La mayoría de los sistemas de aire acondicionado tienen una posición de "máxima" o de "recirculación" que reduce la cantidad de aire exterior caliente que debe enfriarse, y por ende el consumo de combustible para acondicionamiento de aire. Una medida pasiva para reducir la necesidad de aire acondicionado es estacionar el vehículo en la sombra y dejar las ventanas ligeramente abiertas para permitir la circulación de aire.

Figura 9-66

El aire acondicionado aumenta el consumo de combustible de 3 a 4 por ciento durante el manejo en autopista y crece a 10 por ciento cuando se conduce en la ciudad.

DESPUÉS DE CONDUCIR

Usted no puede ser una persona eficiente y lograr mucho a menos que tenga buen cuidado de sí mismo (comiendo bien, manteniendo su condición física, acudiendo a revisiones médicas, etc.), y los coches no son la excepción. El mantenimiento regular mejora el desempeño, aumenta el rendimiento de combustible, reduce la contaminación, baja los costos de reparación y extiende la vida del motor. Un

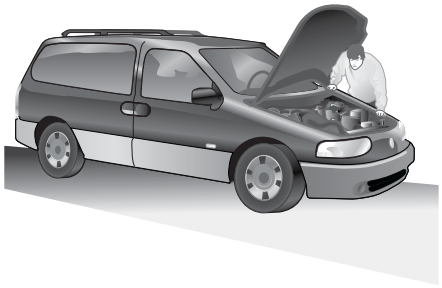


Figura 9-67
Un mantenimiento adecuado maximiza la eficiencia del combustible y alarga la vida del motor.

poco de tiempo y dinero ahorrado ahora puede costar mucho posteriormente debido a gastos mayores de combustible, reparación y reemplazo.

Un mantenimiento adecuado como *verificar los niveles de fluidos (aceite del motor, refrigerante, transmisión, frenos, dirección hidráulica, limpiaparabrisas, etc.), revisar la tensión de todas las bandas y la formación de grietas en mangueras, bandas y alambres, así como mantener las llantas infladas correctamente, lubricar los componentes móviles y reemplazar los filtros de aire, combustible o aceite que se hallan tapados*, maximizará la eficiencia de combustible (Fig. 9-67). Los filtros de aire tapados aumentan el consumo de combustible (hasta en un 10 por ciento) y la emisión de contaminantes, además de restringir el flujo de aire hacia el motor, por lo tanto deben ser reemplazados. El automóvil debe ser afinado regularmente a menos que tenga controles electrónicos y un sistema de inyección de combustible. Las altas temperaturas (que pueden deberse a un mal funcionamiento del ventilador de enfriamiento) deben evitarse, ya que causan el deterioro del aceite y por lo tanto el desgaste excesivo del motor, así como las bajas temperaturas (las cuales pueden deberse a un mal funcionamiento del termostato) pueden extender el periodo de calentamiento del motor y evitar que éste alcance sus condiciones óptimas de operación. Ambos efectos reducirán la economía de combustible.

El aceite limpio extiende la vida del motor reduciendo el desgaste causado por la fricción, elimina ácidos, sarro y otras sustancias que lo dañan, mejora el desempeño, reduce tanto el consumo de combustible como la contaminación del aire. El aceite también ayuda a enfriar el motor, suministrar un sello entre las paredes de los cilindros y los émbolos, y evita que el motor se oxide. Por lo tanto, el aceite y el filtro de aceite deben cambiarse de acuerdo a lo recomendado por el fabricante del vehículo. Los aceites eficientes en combustible (indicados por la etiqueta "API Eficiente en Energía") contienen ciertos aditivos que reducen la fricción e incrementan la economía de combustible del vehículo en 3 por ciento o más.

En suma, una persona puede ahorrar combustible y dinero, y proteger el ambiente, *comprando un vehículo energéticamente eficiente, minimizando la cantidad de manejo, siendo consciente del combustible cuando maneja y dándole mantenimiento adecuado.* Estas medidas tienen los beneficios adicionales de mejor seguridad, costos reducidos de mantenimiento y vida extendida del vehículo.

RESUMEN

Un ciclo durante el cual se produce una cantidad neta de trabajo recibe el nombre de *ciclo de potencia*, y un ciclo de potencia durante el cual el fluido de trabajo permanece en todo momento como un gas se denomina *ciclo de potencia de gas*. El ciclo más eficiente que opera entre una fuente a temperatura T_H y un sumidero a temperatura T_L es el ciclo de Carnot y su eficiencia térmica está dada por

$$\eta_{\text{tér,Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Los ciclos reales de gas son bastante complejos. Los cálculos utilizados para simplificar su análisis se conocen como *suposiciones de aire estándar*. Bajo estas suposiciones se considera que todos los procesos serán internamente reversibles; se supone que el fluido de trabajo será aire, el cual se comporta como un gas ideal, mientras que los procesos de combustión y escape se sustituyen por procesos de adición y rechazo de calor, respectivamente. Las suposiciones de aire estándar se denominan *suposiciones de aire estándar frío* si se supone también que el aire va a tener calores específicos a temperatura ambiente.

En las máquinas reciprocantes, la *relación de compresión r* y la *presión media efectiva* PME se definen como

$$r = \frac{V_{\text{máx}}}{V_{\text{mín}}} = \frac{V_{\text{PMI}}}{V_{\text{PMS}}}$$

$$\text{PME} = \frac{w_{\text{neto}}}{V_{\text{máx}} - V_{\text{mín}}}$$

El *ciclo de Otto* es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido por chispa y se compone de cuatro procesos internamente reversibles: compresión isentrópica, adición de calor a volumen constante, expansión isentrópica y rechazo de calor a volumen constante. Bajo las suposiciones de aire estándar frío, la eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal es

$$\eta_{\text{tér,Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

donde r es la relación de compresión y k es la relación de calores específicos c_P/c_v.

El *ciclo Diesel* es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido por compresión. Este ciclo es muy similar al de Otto, excepto en que el proceso de adición de calor a volumen constante se reemplaza por un proceso de adición de calor a presión constante. Su eficiencia térmica bajo las suposiciones de aire estándar frío es

$$\eta_{\text{tér,Diesel}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)}\right]$$

donde r_c es la *relación de corte de admisión*, definida como la relación de los volúmenes de cilindro después y antes del proceso de combustión.

Los *ciclos Stirling* y *Ericsson* son dos ciclos totalmente reversibles que incluyen un proceso de adición de calor isotérmico a T_H y un proceso de rechazo de calor isotérmico a T_L. Difieren del ciclo de Carnot en que los dos procesos isentrópicos son sustituidos por dos de regeneración a volumen constante en el ciclo Stirling y por dos de regeneración a presión constante en el ciclo Ericsson. Ambos ciclos utilizan *regeneración*, un proceso durante el cual se transfiere calor a un dispositivo de almacenamiento de energía térmica (denominado *regenerador*) durante una parte del ciclo y después se transfiere de nuevo al fluido de trabajo durante otra parte del ciclo.

El ciclo ideal para las máquinas modernas de turbinas de gas es el *ciclo Brayton*, que está compuesto por cuatro procesos internamente reversibles: compresión isentrópica (en un compresor), adición de calor a presión constante, expansión isentrópica (en una turbina) y rechazo de calor a presión constante. Bajo las suposiciones de aire estándar frío, su eficiencia térmica es

$$\eta_{\text{tér,Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

donde $r_p = P_{\text{máx}}/P_{\text{mín}}$ es la relación de presión y k es la relación de calores específicos. La eficiencia térmica de un ciclo Brayton simple aumenta con la relación de presión.

La desviación del compresor y de la turbina reales respecto de los isentrópicos idealizados puede tomarse en cuenta con exactitud si se utilizan sus eficiencias isentrópicas, definidas como

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

y

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$

donde los estados 1 y 3 son los estados de entrada, 2a y 4a son los estados reales de salida, y 2s y 4s son los estados isentrópicos de salida. En las máquinas de turbina de gas, la temperatura de los gases de escape que salen de la turbina a menudo es considerablemente más alta que la temperatura del aire a la salida del compresor. Por lo tanto, el aire de alta presión que sale del compresor se puede calentar transfiriéndole calor de los gases calientes de escape de turbina en un intercambiador de calor a contraflujo, que también se conoce como *regenerador*. El grado en el que un regenerador se acerca a un regenerador ideal se llama la *eficacia* o *efectividad* ϵ y se define como

$$\epsilon = \frac{q_{\text{regen,real}}}{q_{\text{regen,máx}}}$$

Bajo suposiciones de aire estándar frío, la eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal con regeneración se vuelve

$$\eta_{\text{tér,regen}} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right)(r_p)^{(k-1)/k}$$

donde T_1 y T_3 son las temperaturas mínima y máxima, respectivamente, en el ciclo.

La eficiencia térmica del ciclo Brayton se puede también aumentar utilizando *compresión en etapas múltiples con interenfriamiento, y expansión en etapas múltiples con recalentamiento.* El consumo de trabajo por el compresor se minimiza cuando se mantienen relaciones de presión iguales a través de cada etapa. Este procedimiento también maximiza la producción de trabajo por la turbina.

Los motores de turbina de gas se usan de manera extensa para accionar aviones porque son ligeros y compactos y tienen una alta relación de potencia a peso. El *ciclo de propulsión por reacción* ideal se distingue del ciclo Brayton ideal simple en que los gases se expanden parcialmente en la turbina. Los gases que salen de la turbina a una presión relativamente alta se aceleran posteriormente en una tobera para proporcionar el empuje necesario para propulsar el avión.

El *empuje neto* que desarrolla el motor es

$$F = \dot{m}(V_{\text{salida}} - V_{\text{entrada}})$$

donde $\dot{m}$ es el flujo másico de los gases, V_{salida} es la velocidad de salida de los gases de escape y V_{entrada} es la velocidad de entrada del aire, ambas relativas al avión.

La potencia desarrollada por el empuje del avión se llama la *potencia de propulsión* $\dot{W}_P$, y está dada por

$$\dot{W}_P = \dot{m}(V_{\text{salida}} - V_{\text{entrada}})V_{\text{avión}}$$

La *eficiencia de propulsión* es una medida de la eficiencia con la que se convierte la energía liberada durante el proceso de combustión en energía de propulsión, y se define como

$$\eta_P = \frac{\text{Potencia de propulsión}}{\text{Razón de suninistro de energía}} = \frac{\dot{W}_P}{\dot{Q}_{\text{entrada}}}$$

Para un ciclo ideal que incluye transferencia de calor sólo con una fuente a T_H y un sumidero a T_L, la destrucción de exergía es

$$x_{\text{destr}} = T_0\left(\frac{q_{\text{salida}}}{T_L} - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_H}\right)$$

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. V. D. Chase, "Propfans: A New Twist for the Propeller", *Mechanical Engineering*, noviembre, 1986, pp. 47-50.
2. C. R. Ferguson y A. T. Kirkpatrick, *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*, 2a. ed., Wiley, Nueva York, 2000.
3. R. A. Harmon, "The Keys to Cogeneration and Combined Cycles", *Mechanical Engineering*, febrero, 1988, pp. 64-73.
4. J. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, Nueva York, 1988.
5. L. C. Lichty, *Combustion Engine Processes*, McGraw-Hill, Nueva York, 1967.
6. H. McIntosh, "Jumbo Jet", *10 Outstanding Achievements 1964-1989*, National Academy of Engineering, Washington, D.C., 1989, pp. 30-33.
7. W. Pulkrabek, *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, 2a. ed., Upper Saddle River, Prentice-Hall, Nueva Jersey, 2004.
8. W. Siuru, "Two-Stroke Engines: Cleaner and Meaner", *Mechanical Engineering*, junio, 1990, pp. 66-69.
9. C. F. Taylor, *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*, M.I.T. Press, Cambridge, Massachussets, 1968.

PROBLEMAS*

Ciclos real e ideal, ciclo de Carnot, suposiciones de aire estándar y motores reciprocantes

9-1C ¿Qué son las suposiciones de aire estándar?

9-2C ¿Cuál es la diferencia entre las suposiciones de aire estándar y las de aire estándar frío?

9-3C ¿Cómo se compara, en general, la eficiencia térmica de un ciclo ideal con la de uno de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura?

9-4C ¿Qué representa el área encerrada por un ciclo en un diagrama P-v? ¿Qué pasa en el caso de un diagrama T-s?

9-5C Defina la relación de compresión para motores reciprocantes.

9-6C ¿Cómo se define la presión media efectiva para motores reciprocantes?

9-7C ¿La presión media efectiva en un motor de automóvil en operación puede ser menor que la presión atmosférica?

9-8C Cuando un carro se vuelve viejo, ¿cambia su relación de compresión? ¿Qué sucede con la presión media efectiva?

9-9C ¿Cuál es la diferencia entre los motores de encendido por chispa y los de encendido por compresión?

9-10C Defina los siguientes términos relacionados con motores reciprocantes: carrera, calibre, punto muerto superior y volumen de espacio libre.

9-11E ¿Cuál es la eficiencia térmica máxima posible de un ciclo de potencia de gas cuando se usan depósitos de energía térmica a 1 100 °F y 80 °F?

9-12 Se ejecuta un ciclo de aire estándar dentro de un sistema cerrado de cilindro-émbolo, y consiste en tres procesos como sigue:

1-2 Adición de calor con V = *constante* de 100 kPa y 27 °C a 700 kPa.
2-3 Expansión isotérmica hasta que $V_3 = 7V_2$.
3-1 Rechazo de calor al estado inicial con P = *constante*.

Suponga que el aire tiene propiedades constantes con c_v = 0.718 kJ/kg · K, c_p = 1.005 kJ/kg · K, R = 0.287 kJ/kg · K y k = 1.4.

a) Muestre el ciclo sobre los diagramas P-v y T-s.
b) Determine la relación de trabajo de compresión al de expansión (relación de trabajo de retroceso).
c) Determine la eficiencia térmica del ciclo.

Respuestas: b) 0.440, *c*) 26.6 por ciento

9-13 En un sistema cerrado se ejecuta un ciclo de aire-estándar con calores específicos variables, y está compuesto por los siguientes cuatro procesos:

1-2 Compresión isentrópica de 100 kPa y 22 °C a 600 kPa
2-3 v = adición de calor *constante* a 1 500 K
3-4 Expansión isentrópica a 100 kPa
4-1 P = rechazo de calor *constante* hasta el estado inicial

a) Muestre el ciclo en diagramas P-v y T-s.
b) Calcule la producción neta de trabajo por unidad de masa.
c) Determine la eficiencia térmica.

9-14 Reconsidere el problema 9-13 y con ayuda del software EES (u otro), estudie el efecto de variar la temperatura después de la adición de calor a volumen constante de 1 500 K a 2 500 K. Grafique la producción neta de

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

trabajo y la eficiencia térmica en función de la temperatura máxima del ciclo. Trace diagramas *T-s* y *P-v* del ciclo cuando su temperatura máxima es de 1 500 K.

9-15 Un ciclo de aire estándar se ejecuta en un sistema cerrado con 0.5 kg de aire y consiste de los siguientes tres procesos:

1-2 Compresión isentrópica de 100 kPa y 27 °C hasta 1 MPa
2-3 Adición de calor a P = *constante* en la cantidad de 416 kJ
3-1 Rechazo de calor a $P = c_1 v + c_2$ hasta el estado inicial (c_1 y c_2 son constantes)

a) Muestre el ciclo en diagramas *P-v* y *T-s*.
b) Calcule el calor rechazado.
c) Determine la eficiencia térmica.

Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.
Respuestas: b) 272 kJ, *c*) 34.7 por ciento

9-16E Un ciclo de aire estándar con calores específicos variables se ejecuta en un sistema cerrado y se compone de los siguientes cuatro procesos:

1-2 Adición de calor a v = *constante* de 14.7 psia y 80 °F en la cantidad de 300 Btu/lbm
2-3 Adición de calor a P = *constante* hasta 3 200 R
3-4 Expansión isentrópica hasta 14.7 psia
4-1 Rechazo de calor a P = *constante* hasta el estado inicial

a) Muestre el ciclo en diagramas *P-v* y *T-s*.
b) Calcule la entrada de calor total por unidad de masa.
c) Determine la eficiencia térmica.
Respuestas: b) 612 Btu/lbm, *c*) 24.2 por ciento

9-17E Repita el problema 9-16E y use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-18 Un ciclo de Carnot de aire-estándar se ejecuta en un sistema cerrado entre límites de temperatura de 350 y 1 200 K. Las presiones antes y después de la compresión isotérmica son de 150 y 300 kPa, respectivamente. Si la producción neta de trabajo por ciclo es de 0.5 kJ, determine *a*) la presión máxima en el ciclo, *b*) la transferencia de calor al aire y *c*) la masa de aire. Suponga calores específicos variables para el aire.
Respuestas: a) 30.0 MPa, *b*) 0.706 kJ, *c*) 0.00296 kg

9-19 Repita el problema 9-18 usando helio como fluido de trabajo.

9-20 Considere un ciclo de Carnot ejecutado en un sistema cerrado con 0.6 kg de aire. Los límites de temperatura del ciclo son 300 y 1 100 K, y las presiones mínima y máxima que ocurren durante el ciclo son 20 y 3 000 kPa. Suponiendo calores específicos constantes, determine la producción neta de trabajo por ciclo.

9-21 Considere un ciclo de Carnot ejecutado en un sistema cerrado con aire como fluido de trabajo. La presión máxima en el ciclo es 1 300 kPa y la temperatura máxima es 950 K. Si el decremento de entropía durante el proceso de rechazo isotérmico de calor es 0.25 kJ/kg · K, y la producción neta de trabajo es 100 kJ/kg, determine *a*) la presión mínima en el ciclo, *b*) el rechazo de calor en el ciclo y *c*) la eficiencia térmica del ciclo. *d*) Si un ciclo real de máquina térmica opera entre los mismos límites de temperatura y produce 5 200 kW de potencia para un flujo de aire de 95 kg/s, determine la eficiencia según la segunda ley en este ciclo.

9-22 Un dispositivo de émbolo-cilindro contiene un gas ideal, y sufre un ciclo de potencia como sigue:

1-2 Compresión isentrópica desde una temperatura inicial $T_1 = 20$ °C, con una relación de compresión $r = 5$.
2-3 Adición de calor a presión constante.
3-1 Rechazo de calor a volumen constante.

El gas tiene calores específicos constantes con $c_v = 0.7$ kJ/kg · K, y $R = 0.3$ kJ/kg · K.

a) Trace los diagramas *P-v* y *T-s* para el ciclo.
b) Determine las interacciones de calor y trabajo para cada proceso, en kJ/kg.
c) Determine la eficiencia térmica del ciclo.
d) Obtenga la expresión para la eficiencia térmica del ciclo como función de la relación de compresión r y la relación de calores específicos k.

Ciclo de Otto

9-23C ¿Cuáles son los cuatro procesos que constituyen el ciclo de Otto ideal?

9-24C ¿Los procesos que constituyen el ciclo de Otto se analizan como procesos de sistema cerrado o flujo estable? ¿Por qué?

9-25C ¿Cómo se comparan las eficiencias del ciclo ideal de Otto y el ciclo de Carnot para los mismos límites de temperatura? Explique.

9-26C ¿Cómo cambia la eficiencia térmica de un ciclo ideal de Otto con la relación de compresión del motor y la relación de calores específicos del fluido de trabajo?

9-27C ¿Cómo se relacionan las rpm de un motor real de cuatro tiempos con el número de ciclos termodinámicos? ¿Cuál sería su respuesta para un motor de dos tiempos?

9-28C ¿Por qué no se usan altas relaciones de compresión en motores de ignición por chispa?

9-29C Un ciclo ideal de Otto con una relación de compresión especificada se ejecuta usando *a*) aire, *b*) argón, *c*) etano como fluido de trabajo. ¿Para cuál caso será la eficiencia térmica la más alta? ¿Por qué?

9-30C ¿Cuál es la diferencia entre los motores de gasolina con inyección de combustible y los motores diesel?

9-31 Un ciclo ideal de Otto tiene una relación de compresión de 10.5, admite aire a 90 kPa y 40 °C y se repite 2 500 veces por minuto. Usando calores específicos constantes a temperatura ambiente, determine la eficiencia térmica de este ciclo y la tasa de suministro de calor si el ciclo ha de producir 90 kW de potencia.

9-32 Repita el problema 9-31 para una relación de compresión de 8.5.

9-33 Un ciclo de Otto ideal tiene una razón de compresión de 8. Al principio del proceso de compresión, el aire está a 95 kPa y 27 °C, y 750 kJ/kg de calor se transfieren al aire durante el proceso de adición de calor a volumen constante. Tomando

en cuenta la variación de calores específicos con la temperatura, determine *a*) la presión y la temperatura al final del proceso de adición de calor, *b*) la producción neta de trabajo, *c*) la eficiencia térmica y *d*) la presión media efectiva del ciclo.
Respuestas: a) 3 898 kPa, 1 539 K, *b*) 392.4 kJ/kg, *c*) 52.3 por ciento, *d*) 495 kPa

9-34 Reconsidere el problema 9-33 y con ayuda del software EES (u otro), estudie el efecto de variar la razón de compresión de 5 a 10. Grafique la producción neta de trabajo y la eficiencia térmica en función de la razón de compresión. Trace diagramas *T-s* y *P-v* para el ciclo cuando la razón de compresión es de 8.

9-35 Repita el problema 9-33 usando calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-36E Un motor de ignición de seis cilindros, cuatro tiempos, con encendido por chispa, operando en el ciclo ideal de Otto, toma aire a 14 psia y 105 °F, y está limitado a una temperatura máxima de ciclo de 2 400 °F. Cada cilindro tiene un diámetro de 3.5 pulg, y cada émbolo tiene una carrera de 3.9 pulg. El volumen mínimo confinado es 9.8 por ciento del volumen máximo confinado. ¿Cuánta potencia producirá este motor cuando opera a 2 500 rpm? Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-37E Un motor de ignición por chispa tiene una relación de compresión de 8, una eficiencia isentrópica de compresión de 85 por ciento y una eficiencia isentrópica de expansión de 95 por ciento. Al principio de la compresión, el aire en el cilindro está a 13 psia y 60 °F. La temperatura máxima que se encuentra por medición es 2 300 °F. Determine el calor suministrado por unidad de masa, la eficiencia térmica y la presión efectiva media de este motor cuando se modela con el ciclo de Otto. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.
Respuestas: 247 Btu/lbm, 47.5 por ciento, 49.0 psia

9-38E Un ciclo de Otto ideal con aire como fluido de trabajo tiene una relación de compresión de 8. Las temperaturas mínima y máxima del ciclo son 540 y 2 400 R. Teniendo en cuenta la variación de calores específicos con la temperatura, determine *a*) la cantidad de calor transferido al aire durante el proceso de adición de calor, *b*) la eficiencia térmica y *c*) la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura.

9-39E Repita el problema 9-38E usando argón como fluido de trabajo.

9-40 Cuando se duplica la relación de compresión de un ciclo ideal de Otto, ¿qué sucede con la temperatura máxima y la presión máxima del gas cuando el estado del aire al principio de la compresión y la cantidad de adición de calor permanecen iguales? Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-41 En un motor de ignición por chispa, ocurre algo de enfriamiento al expandirse el gas. Esto se puede modelar usando un proceso politrópico en lugar del proceso isentrópico. Determine si el exponente politrópico utilizado en este modelo debe ser mayor o menor que el exponente isentrópico.

Ciclo Diesel

6-42C ¿En qué se distingue un motor diesel de uno de gasolina?

9-43C ¿En qué se distingue el ciclo ideal Diesel del ciclo ideal de Otto?

9-44C Para una relación especificada de compresión, ¿es más eficiente un motor diesel o uno de gasolina?

9-45C ¿Cuáles motores operan a relaciones de compresión más alta: los motores diesel o los de gasolina? ¿Por qué?

9-46 Un ciclo Diesel de aire-estándar tiene una razón de compresión de 16 y una razón de cierre de admisión de 2. Al principio del proceso de compresión, el aire está a 95 kPa y 27 °C. Tomando en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura, determine *a*) la temperatura después del proceso de adición de calor, *b*) la eficiencia térmica y *c*) la presión media efectiva.
Respuestas: a) 1 725 K, *b*) 56.3 por ciento, *c*) 675.9 kPa

9-47 Repita el problema 9-46 usando calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-48 Un ciclo Diesel ideal tiene una relación de compresión de 17 y una relación de cierre de admisión de 1.3. Determine la temperatura máxima del aire y la tasa de adición de calor a este ciclo cuando produce 140 kW de potencia y el estado del aire al inicio de la compresión es 90 kPa y 57 °C. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-49E Un ciclo Diesel ideal tiene una temperatura máxima de ciclo de 2 300 °F y una relación de cierre de admisión de 1.4. El estado del aire al principio de la compresión es $P_1 = 14.4$ psia y $T_1 = 50$ °F. Este ciclo se ejecuta en motor de cuatro tiempos, de ocho cilindros, con un diámetro interior de cilindro de 4 pulg y una carrera de pistón de 4 pulg. El volumen mínimo confinado en el cilindro es 4.5 por ciento del volumen máximo del cilindro. Determine la potencia que produce este motor cuando opera a 1 800 rpm. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-50 Un ciclo dual de aire estándar tiene una relación de compresión de 14 y una relación de cierre de admisión de 1.2. La relación de presiones durante el proceso de adición de calor a volumen constante es 1.5. Determine la eficiencia térmica, la cantidad de calor agregada y la presión y la temperatura máximas del gas cuando se opera este ciclo a 80 kPa y 20 °C al principio de la compresión. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-51 Repita el problema 9-50 si la relación de compresión es 80 kPa y –20 °C.

9-52E Un ciclo Diesel de aire estándar tiene una relación de compresión de 18.2. El aire está a 120 °F y 14.7 psia al inicio del proceso de compresión, y a 3 200 R al final del proceso de adición de calor. Tomando en cuenta las variaciones de calores específicos con la temperatura, determine *a*) la relación de cierre de admisión, *b*) el rechazo de calor por unidad de masa y *c*) la eficiencia térmica.

9-53E Repita el problema 9-52E usando calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-54 Un motor ideal Diesel tiene una relación de compresión de 20 y usa aire como fluido de trabajo. El estado del aire al principio del proceso de compresión es 95 kPa y 20 °C. Si la temperatura máxima en el ciclo no ha de exceder 2 200 K, determine *a*) la eficiencia térmica y *b*) la presión efectiva media. Suponga calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente. *Respuestas: a*) 63.5 por ciento, *b*) 933 kPa

9-55 Repita el problema 9-54 pero reemplace el proceso de expansión isentrópica por un proceso de expansión politrópica, con el exponente politrópico $n = 1.35$. Use calores específicos variables.

9-56 Reconsidere el problema 9-55. Usando software EES (u otro), estudie el efecto de variar la relación de compresión de 14 a 24. Grafique la producción neta de trabajo, la presión media efectiva y la eficiencia térmica como función de la relación de compresión. Trace los diagramas *T-s* y *P-v* para el ciclo cuando la relación de compresión es 20.

9-57 Un motor diesel de cuatro cilindros, de dos tiempos, de 2.4 L, que opera en un ciclo Diesel ideal tiene una relación de compresión de 22 y una relación de cierre de admisión de 1.8. El aire está a 70 °C y 97 kPa al principio del proceso de compresión. Usando las suposiciones de aire estándar frío, determine cuánta potencia entregará el motor a 3 500 rpm.

9-58 Repita el problema 9-57 usando nitrógeno como fluido de trabajo.

9-59E Un ciclo dual ideal tiene una relación de compresión de 15 y una relación de cierre de admisión de 1.4. La relación de presiones durante el proceso de adición de calor a volumen constante es 1.1. El estado del aire al inicio de la compresión es $P_1 = 14.2$ psia y $T_1 = 75$ °F. Calcule el trabajo neto específico del ciclo, la adición específica de calor y la eficiencia térmica. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-60 La razón de compresión de un ciclo dual ideal es de 14. El aire está a 100 kPa y 300 K al inicio del proceso de compresión y a 2 200 K al final del proceso de adición de calor. La transferencia de calor al aire tiene lugar en parte a volumen constante y en parte a presión constante, y asciende a 1 520.4 kJ/kg. Suponiendo calores específicos variables para el aire, determine *a*) la fracción de calor transferido a volumen constante y *b*) la eficiencia térmica del ciclo.

9-61 Reconsidere el problema 9-60 y con ayuda del software EES (u otro), estudie el efecto de variar la razón de compresión de 10 a 18. Trace los diagramas *T-s* y *P-v* para el ciclo para una razón de compresión igual a 14.

9-62 Repita el problema 9-60 usando calores constantes específicos a temperatura ambiente. ¿El supuesto de calor específico constante es razonable en este caso?

9-63 Desarrolle una expresión para la relación de cierre de admisión r_c que la exprese en términos de $q_{\text{entrada}}/(c_p T_1 r^{k-1})$ para un ciclo Diesel de aire estándar.

9-64 Un ciclo de aire estándar, llamado ciclo dual, con calores específicos constantes, se lleva a cabo en un sistema cerrado de cilindro-émbolo, y está compuesto de los siguientes cinco procesos:

1-2 Compresión isentrópica con una relación de compresión, $r = V_1/V_2$
2-3 Adición de calor a volumen constante con una relación de presión, $r_p = P_3/P_2$
3-4 Una adición de calor a presión constante con una relación de volumen, $r_c = V_4/V_3$
4-5 Expansión isentrópica mientras se realiza trabajo hasta $V_5 = V_1$
5-1 Rechazo de calor a volumen constante, hasta el estado inicial.

a) Trace los diagramas *P-v* y *T-s* para este ciclo.
b) Obtenga una expresión para la eficiencia térmica del ciclo como función de k, r, r_c y r_p.
c) Evalúe el límite de la eficiencia cuando r_p tiende a la unidad, y compare su respuesta con la expresión para la eficiencia del ciclo Diesel.
d) Evalúe el límite de la eficiencia cuando r_c tiende a la unidad, y compare su respuesta con la expresión para eficiencia del ciclo de Otto.

Ciclos Stirling y Ericsson

9-65C ¿Cuál ciclo está compuesto de dos procesos isotérmicos y dos de volumen constante?

9-66C ¿En qué se distingue el ciclo ideal Ericsson del ciclo Carnot?

9-67C Considere los ciclos ideales de Otto, Stirling y Carnot, operando entre los mismos límites de temperatura. ¿Cómo compararía usted las eficiencias térmicas de estos tres ciclos?

9-68C Considere los ciclos ideales Diesel, Ericsson y Carnot operando entre los mismos límites de temperatura. ¿Cómo compararía usted las eficiencias térmicas de estos tres ciclos?

9-69E Un motor ideal Ericsson que usa helio como su fluido de trabajo opera entre los límites de temperatura de 550 y 3 000 R y los límites de presión de 25 y 200 psia. Suponiendo una razón de flujo másico de 14 lbm/s, determine *a*) la eficiencia térmica del ciclo, *b*) la razón de transferencia de calor en el regenerador y *c*) la potencia entregada.

9-70 Un motor ideal Stirling que usa helio como su fluido de trabajo opera entre los límites de temperatura de 300 y 2 000 K y límites de presión de 150 kPa y 3 Mpa. Suponiendo que la masa del helio usada en el ciclo es de 0.12 kg, determine *a*) la eficiencia térmica del ciclo, *b*) la cantidad de calor transferido en el regenerado y *c*) el trabajo producido por ciclo.

9-71 Considere un ciclo Ericsson ideal con aire como fluido de trabajo, ejecutado en un sistema de flujo estacionario. El aire está a 27 °C y 120 kPa al inicio del proceso de compresión isotérmica, durante el cual se rechazan 150 kJ/kg de calor. La transferencia de calor al aire ocurre a 1 200 K. Determine *a*) la presión máxima en el ciclo, *b*) la producción neta de trabajo por unidad de masa de aire y *c*) la eficiencia térmica del ciclo.
Respuestas: a) 685 kPa, *b*) 450 kJ/kg, *c*) 75 por ciento

9-72E Un ciclo Stirling ideal lleno de aire usa un depósito de energía a 75 °F como sumidero. El motor está diseñado de tal

manera que el volumen máximo de aire es 0.5 pies^3, el volumen mínimo de aire es 0.06 pies^3, y la presión mínima es 15 psia. Se va a operar de tal manera que el motor produzca 2 Btu de trabajo neto cuando se transfieren externamente al motor 5 Btu de calor. Determine la temperatura de la fuente de energía, la cantidad de aire contenido en el motor, y la presión máxima de aire durante el ciclo.

9-73E Repita el problema 9-72E si el motor se va a operar para producir 2.5 Btu de trabajo para el mismo suministro externo de calor.

9-74 Un ciclo Stirling con aire estándar opera con una presión máxima de 3 600 kPa, y una presión mínima de 50 kPa. El volumen máximo es 12 veces el mínimo, y el depósito de baja temperatura está a 20 °C. Permita una diferencia de temperatura de 5 °C entre los depósitos externos y el aire, cuando sea pertinente y calcule el calor específico agregado al ciclo, y su trabajo específico neto.

9-75 ¿Cuánto calor se almacena (y se recupera) en el regenerador del problema 9-74? Utilice calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Ciclos ideales y reales de turbinas de gas (Brayton)

9-76C Para temperaturas máxima y mínima fijas, ¿cuál es el efecto de la relación de presiones sobre *a*) la eficiencia térmica y *b*) la producción neta de trabajo de un ciclo Brayton ideal simple?

9-77C ¿Qué es la relación del trabajo de retroceso? ¿Cuáles son los valores típicos de relación del trabajo de retroceso para ciclos de potencia de turbina de gas?

9-78C ¿Por qué son las relaciones del trabajo de retroceso relativamente altas en los ciclos de potencia de turbina de gas?

9-79C ¿Cómo afectan las ineficiencias de la turbina y el compresor *a*) la relación del trabajo de retroceso y *b*) la eficiencia térmica de un ciclo de potencia de turbina de gas?

9-80E Un ciclo Brayton ideal simple con aire como fluido de trabajo tiene una relación de presiones de 10. El aire entra al compresor a 520 R y a la turbina a 2 000 R. Tomando en cuenta la variación de calores específicos con la temperatura, determine *a*) la temperatura del aire a la salida del compresor, *b*) la relación del trabajo de retroceso y *c*) la eficiencia térmica.

9-81 Una central eléctrica con turbina de gas opera en un ciclo Brayton simple con aire como su fluido de trabajo y entrega 32 MW de potencia. Las temperaturas máximas y mínimas en el ciclo son de 310 y 900 K, y la presión del aire en la salida del compresor es 8 veces el valor de la presión a la entrada. Considerando una eficiencia isentrópica de 80 por ciento para el compresor y de 86 por ciento para la turbina, determine la razón de flujo másico a través del ciclo. Tome en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura.

9-82 Repita el problema 9-81 utilizando calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-83 Un ciclo Brayton simple que usa aire como fluido de trabajo tiene una relación de presiones de 10. Las temperaturas mínima y máxima en el ciclo son 295 y 1 240 K. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 83 por ciento para el compresor y 87 por ciento para la turbina, determine *a*) la temperatura del aire a la salida de la turbina, *b*) la producción neta de trabajo y *c*) la eficiencia térmica.

9-84 Reconsidere el problema 9-83. Usando software EES (u otro), deje que varíen al flujo másico, la relación de presiones, la temperatura de entrada a la turbina y las eficiencias isentrópicas de la turbina y el compresor. Suponga que la presión de entrada al compresor es 100 kPa. Desarrolle una solución general para el problema aprovechando el método de ventana de diagrama para suministrar los datos al software EES.

9-85 Repita el problema 9-83 usando calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-86 Considere un ciclo Brayton simple que usa aire como fluido de trabajo, tiene una relación de presiones de 12, una temperatura máxima de ciclo de 600 °C, y la entrada al compresor opera a 100 kPa y 15 °C. ¿Qué tendrá mayor impacto en la relación de trabajo de retroceso: una eficiencia isentrópica de compresor de 80 por ciento o una eficiencia isentrópica de turbina de 80 por ciento? Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

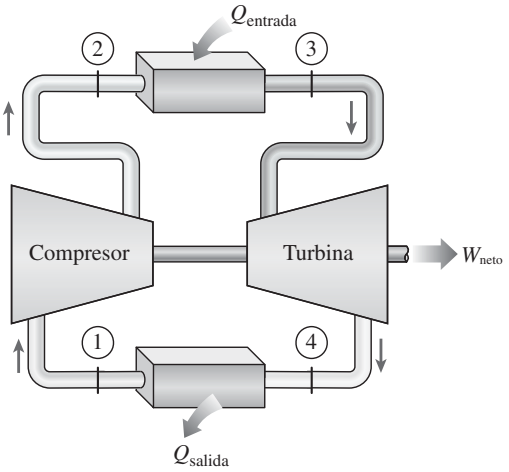


Figura P9-86

9-87 Se usa aire como fluido de trabajo en un ciclo Brayton ideal simple que tiene una relación de presiones de 12, una temperatura de entrada al compresor de 300 K y una temperatura de entrada a la turbina de 1 000 K. Determine el flujo másico de aire necesario para una producción neta de potencia de 70 MW, suponiendo que tanto el compresor como la turbina tienen una eficiencia isentrópica de *a*) 100 por ciento y *b*) 85 por ciento. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente. *Respuestas: a*) 352 kg/s, *b*) 1 037 kg/s

9-88 Un motor de avión opera en un ciclo Brayton ideal simple con una relación de presiones de 10. Se agrega calor al ciclo a razón de 500 kW; el aire pasa a través del motor a razón de 1 kg/s, y el aire al principio de la compresión está a 70 kPa y 0 °C. Determine la potencia producida por este motor y su eficiencia térmica. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-89 Repita el problema 9-88 para una relación de presiones de 15.

9-90 Una planta eléctrica de turbina de gas opera en un ciclo Brayton simple entre los límites de presión de 100 y 1 600 kPa. El fluido de trabajo es aire, que entra al compresor a 40 °C y una razón de 850 m^3/min y sale de la turbina a 650 °C. Usando calores específicos variables para el aire y suponiendo una eficiencia isentrópica de compresión de 85 por ciento y una eficiencia isentrópica de turbina de 88 por ciento, determine *a*) la producción neta de potencia, *b*) la relación del trabajo de retroceso y *c*) la eficiencia térmica.

Respuestas: a) 6 081 kW, *b*) 0.536, *c*) 37.4 por ciento

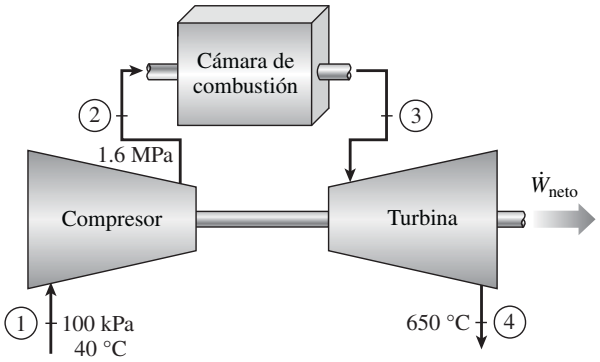


Figura P9-90

9-91E Una central eléctrica de turbinas de gas opera con base en un ciclo Brayton simple, con aire como su fluido de trabajo. El aire entra a la turbina a 120 psia y 2 000 R y sale de ella a 15 psia y 1 200 R. El calor se cede a los alrededores a razón de 6 400 btu/s, y el aire fluye por el ciclo a razón de 40 lbm/s. Suponiendo que la turbina es isentrópica y el compresor tienen una eficiencia isentrópica de 80 por ciento, determine la potencia neta producida por la central. Tome en cuenta la variación de calores específicos con la temperatura.

Respuesta: 3 373 kW

9-92E ¿Para qué eficiencia de compresor la central eléctrica de turbinas de gas del problema 9-91E producirá un trabajo neto igual a cero?

9-93 Una planta eléctrica con turbina de gas opera en el ciclo Brayton simple entre los límites de presión de 100 y 800 kPa. El aire entra al compresor a 30 °C y sale a 330 °C a un flujo másico de 200 kg/s. La temperatura máxima del ciclo es 1 400 K. Durante la operación del ciclo, la producción neta de potencia se mide experimentalmente como 60 MW. Suponga propiedades constantes para el aire a 300 K, con $c_v = 0.718$ kJ/kg · K, $c_p = 1.005$ kJ/kg · K, $R = 0.287$ kJ/kg · K, $k = 1.4$.

a) Trace el diagrama *T-s* para el ciclo.
b) Determine la eficiencia isentrópica de la turbina para estas condiciones de operación.
c) Determine la eficiencia térmica del ciclo.

9-94 Una planta eléctrica con turbina de gas opera en un ciclo Brayton modificado como se muestra en la figura, con una relación total de presiones de 8. El aire entra al compresor a 0 °C y 100 kPa. La temperatura máxima del ciclo es 1 500 K. El compresor y las turbinas son isentrópicos. La turbina de alta presión desarrolla sólo la suficiente potencia para operar el compresor. Suponga propiedades constantes para el aire a 300 K, con $c_v = 0.718$ kJ/kg · K, $c_p = 1.005$ kJ/kg · K, $R = 0.287$ kJ/kg · K, $k = 1.4$.

a) Trace el diagrama *T-s* para el ciclo. Marque los estados de referencia.
b) Determine la temperatura y la presión en el estado 4, a la salida de la turbina de alta presión.
c) Si la producción neta de potencia es 200 MW, determine el flujo másico del aire dentro del compresor, en kg/s.

Respuestas: b) 1 279 K, 457 kPa, *c*) 442 kg/s

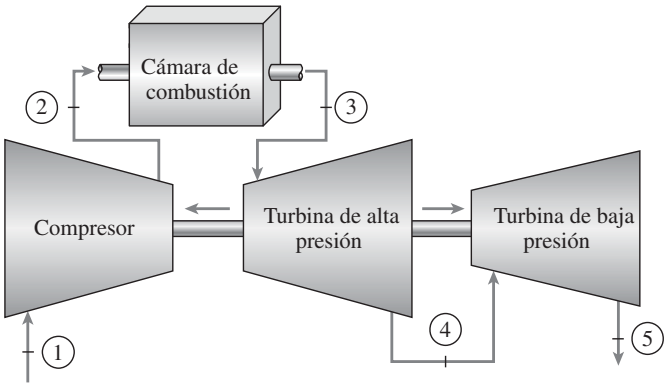


Figura P9-94

Ciclo Brayton con regeneración

9-95C ¿Cómo afecta la regeneración la eficiencia de un ciclo Brayton, y cómo lo logra?

9-96C Alguien asegura que a relaciones de presiones muy altas, el uso de regeneración realmente disminuye la eficiencia térmica de un ciclo de potencia de turbina de gas. ¿Hay algo de verdad en esta afirmación? Explique.

9-97C En un regenerador ideal, ¿el aire que sale del compresor se calienta a *a*) la temperatura a la entrada de la turbina, *b*) la temperatura a la salida de la turbina, *c*) ligeramente arriba de la temperatura de salida de la turbina?

9-98C En 1903, Aegidius Elling, de Noruega, diseñó y construyó una turbina de gas de 11 hp que usaba inyección de vapor de agua entre la cámara de combustión y la turbina para enfriar los gases de combustión a una temperatura segura para los materiales disponibles en esa época. En la actualidad hay varias plantas eléctricas de turbina de gas que usan inyección de vapor de agua para aumentar la potencia y mejorar la eficiencia térmica. Por ejemplo, se reporta que la eficiencia térmica de la turbina de gas General Electric LM5000 aumenta de 35.8 por ciento en operación de ciclo simple a 43 por ciento cuando se usa inyección de vapor de agua. Explique por qué la inyección de vapor de agua aumenta la producción de potencia y la eficiencia de las turbinas de gas. Explique también cómo obtendría usted el vapor de agua.

9-99 Una turbina de gas para un automóvil se diseña con un regenerador. El aire entra al compresor de este motor a 100 kPa y 30 °C. La relación de presiones del compresor es 10; la tem-

peratura máxima del ciclo es 800 °C y el flujo de aire frío sale del regenerador 10 °C más frío que el flujo de aire caliente a la entrada del regenerador. Suponiendo que tanto el compresor como la turbina son isentrópicos, determine las tasas de adición y rechazo de calor para este ciclo cuando produce 115 kW. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente. *Respuestas:* 258 kW, 143 kW

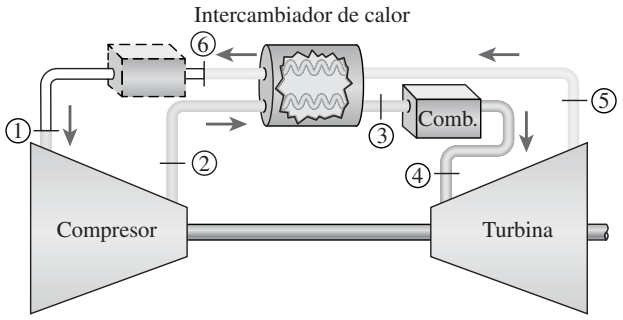


Figura P9-99

9-100 Vuelva a resolver el problema 9-99 cuando la eficiencia isentrópica del compresor es 87 por ciento y la eficiencia isentrópica de la turbina es 93 por ciento.

9-101 Un motor de turbina de gas opera en el ciclo Brayton ideal con regeneración, como se muestra en la figura 9-99. Ahora se modifica la instalación del regenerador de modo que los flujos de aire de los estados 2 y 5 entran por un lado del regenerador y los flujos 3 y 6 salen por el otro lado (es decir, se realiza la instalación de flujos paralelos de un intercambiador de calor). Considere este sistema cuando el aire entra al compresor a 100 kPa y 20 °C; la relación de presiones del compresor es 7, la temperatura máxima del ciclo es de 727 °C y la diferencia entre las temperaturas de aire caliente y frío es de 6 °C en el lado del regenerador por el que sale el flujo frío. ¿La instalación del ciclo como se muestra en la figura es más o menos eficiente que esta instalación? Suponga que tanto el compresor como la turbina son isentrópicos, y use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-102E Se agrega un regenerador ideal ($T_3 = T_5$) a un ciclo Brayton ideal simple (vea la figura P9-99). El aire entra al compresor de este ciclo a 16 psia y 100 °F; la relación de presiones es 11, y la máxima temperatura del ciclo es 1 940 °F. ¿Cuál es la eficiencia térmica de este ciclo? Use calores específicos constantes a temperatura ambiente. ¿Cuál sería la eficiencia térmica de este ciclo sin el regenerador?

9-103E La idea de usar turbinas de gas para accionar automóviles se concibió en la década de 1930. Importantes fabricantes de automóviles, tales como Chrysler y Ford en Estados Unidos y Rover en el Reino Unido, hicieron un esfuerzo considerable de investigación en las décadas de 1940 y 1950 para desarrollar turbinas de gas para automóviles. El primer automóvil del mundo que usó turbina de gas, el Rover Jet 1 de 200 hp, se construyó en 1950 en Inglaterra. Fue seguido por la producción del Plymouth Sport Coupé de Chrysler en 1954, bajo el liderazgo de G. J. Huebner. Se construyeron varios cientos de automóviles Plymouth de turbina de gas a principios de la década de 1960, para fines de demostración, y se prestaron a un grupo selecto de personas para obtener experiencia de campo. Los usuarios no tenían quejas, salvo la lenta aceleración. Pero los autos nunca se produjeron en masa debido a los altos costos de producción (especialmente los materiales), y el no poder cumplir con las normas del Acta de Aire Limpio de 1966.

Un automóvil Plymouth de turbina de gas construido en 1960 tenía una temperatura de entrada a la turbina de 1 700 °F, una relación de presiones de 4 y una efectividad del regenerador de 0.9. Usando eficiencias isentrópicas de 80 por ciento tanto para el compresor como para la turbina, determine la eficiencia térmica de este automóvil. Determine también el flujo másico de aire para una producción neta de potencia de 130 hp. Suponga que el aire ambiente está a 510 R y 14.5 psia.

9-104 Un ciclo ideal Brayton con regeneración tiene una relación de presiones de 10. El aire entra al compresor a 300 K y a la turbina a 1 200 K. Si la eficacia del regenerador es de 100 por ciento, determine la producción neta de trabajo y la eficiencia térmica del ciclo. Tome en cuenta la variación de calores específicos con la temperatura.

9-105 Reconsidere el problema 9-104 y con ayuda del software EES (u otro), estudie los efectos de variar las eficiencias isentrópicas para el compresor y la turbina y la efectividad del regenerador sobre la producción neta de trabajo y el calor suministrado al ciclo para el caso de calor específico variable. Trace el diagrama *T-s* para el ciclo.

9-106 Repita el problema 9-104 usando calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-107 Un ciclo Brayton con regeneración que usa aire como fluido de trabajo tiene una relación de presiones de 7. Las temperaturas mínima y máxima en el ciclo son 310 y 1 150 K. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 75 por ciento para el compresor y de 82 por ciento para la turbina, y una efectividad de 65 por ciento para el regenerador, determine *a*) la temperatura del aire a la salida de la turbina, *b*) la producción neta de trabajo y *c*) la eficiencia térmica.
Respuestas: a) 783 K, *b*) 108 kJ/kg, *c*) 22.5 por ciento

9-108 Una planta eléctrica de turbina de gas opera estacionariamente en un ciclo Brayton regenerativo ideal ($\epsilon = 100$ por ciento) con aire como fluido de trabajo. El aire entra al compresor a 95 kPa y 290 K y a la turbina a 880 kPa y 1 100 K. Se transfiere calor al aire de una fuente externa a razón de 30 000 kJ/s. Determine la potencia que produce esta planta *a*) suponiendo calores específicos constantes a temperatura ambiente y *b*) tomando en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura.

9-109 Entra aire al compresor de un ciclo regenerativo de turbina de gas, a 310 K y 100 kPa, y se comprime a 900 kPa y 650 K. El regenerador tiene una efectividad de 80 por ciento, y el aire entra a la turbina a 1 400 K. Para una eficiencia de la turbina de 90 por ciento, determine *a*) la cantidad de calor que se transfiere en el regenerador y *b*) la eficiencia térmica. Suponga calores específicos variables para el aire.
Respuestas: a) 193 kJ/kg, *b*) 40.0 por ciento

9-110 Repita el problema 9-109 usando calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-111 Repita el problema 9-109 para una efectividad del regenerador de 70 por ciento.

9-112 Desarrolle una expresión para la eficiencia térmica de un ciclo ideal Brayton con un regenerador ideal de efectividad 100 por ciento. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Ciclo Brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración

9-113C Para una razón de presión específica, ¿por qué la compresión de etapas múltiples con interenfriamiento disminuye el trabajo del compresor, y la expansión de etapas múltiples con recalentamiento incrementa el trabajo de la turbina?

9-114C El proceso de compresión de una sola etapa de un ciclo ideal Brayton sin regeneración es reemplazado por un proceso de compresión de múltiples etapas con interenfriamiento entre los mismos límites de presión. A consecuencia de esta modificación,

a) ¿el trabajo del compresor aumenta, disminuye o sigue siendo el mismo?
b) ¿la razón de trabajo de retroceso aumenta, disminuye o permanece igual?
c) ¿la eficiencia térmica aumenta, disminuye o permanece igual?

9-115C El proceso de expansión de una sola etapa de un ciclo Brayton ideal sin regeneración se reemplaza por un proceso de expansión de etapas múltiples con recalentamiento, entre los mismos límites de presión. Como resultado de la modificación,

a) ¿aumenta, disminuye o permanece igual el trabajo de la turbina?
b) ¿aumenta, disminuye o permanece igual la relación del trabajo de retroceso?
c) ¿aumenta, disminuye o permanece igual la eficiencia térmica?

9-116C Un ciclo simple ideal Brayton sin regeneración se modifica para incorporar compresión de etapas múltiples con interenfriamiento y expansión de etapas múltiples con recalentamiento, sin cambiar los límites de presión ni de temperatura del ciclo. Como resultado de estas dos modificaciones,

a) ¿aumenta, disminuye o permanece igual la producción neta de trabajo?
b) ¿aumenta, disminuye o permanece igual la relación del trabajo de retroceso?
c) ¿aumenta, disminuye o permanece igual la eficiencia térmica?
d) ¿aumenta, disminuye o permanece igual el rechazo de calor?

9-117C Un ciclo Brayton ideal simple se modifica para incorporar compresión de etapas múltiples con interenfriamiento, expansión de etapas múltiples con recalentamiento, y regeneración, sin cambiar los límites de presión del ciclo. Como resultado de estas modificaciones,

a) ¿aumenta, disminuye o permanece igual la producción neta de trabajo?
b) ¿aumenta, disminuye o permanece igual la relación del trabajo de retroceso?
c) ¿aumenta, disminuye o permanece igual la eficiencia térmica?
d) ¿aumenta, disminuye o permanece igual el rechazo de calor?

9-118C En un ciclo ideal de turbina de gas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración, al aumentar el número de etapas de compresión y expansión, la eficiencia térmica del ciclo tiende a *a*) 100 por ciento, *b*) la eficiencia del ciclo de Otto, *c*) la eficiencia del ciclo de Carnot.

9-119 Considere una central eléctrica de turbina de gas regenerativa con dos etapas de compresión y dos etapas de expansión. La relación de presiones del ciclo es 9. El aire entra por cada etapa del compresor a 300 K y cada etapa de la turbina a 1 200 K. Tomando en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura, determine la razón mínima de flujo másico del aire necesario para desarrollar una potencia neta producida de 110 MW. *Respuesta:* 250 kg/s

9-120 Repita el problema 9-119 utilizando argón como fluido de trabajo.

9-121 Considere un ciclo ideal de turbina de gas con dos etapas de compresión y dos etapas de expansión. La relación de presiones a través de cada etapa del compresor y de la turbina es 3. El aire entra a cada etapa del compresor a 300 K, y a cada etapa de la turbina a 1 200 K. Determine la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica del ciclo, suponiendo que *a*) no se usa regenerador y *b*) se usa un regenerador con efectividad de 75 por ciento. Use calores específicos variables.

9-122 Repita el problema 9-121, suponiendo una eficiencia de 86 por ciento para cada etapa de compresor y una eficiencia de 90 por ciento para cada etapa de turbina.

9-123 Entra aire a una turbina de gas con dos etapas de compresión y dos etapas de expansión, a 100 kPa y 17 °C. El sistema usa un regenerador, así como recalentamiento e interenfriamiento. La relación de presiones a través de cada compresor es 4; se agregan 300 kJ/kg de calor al aire en cada

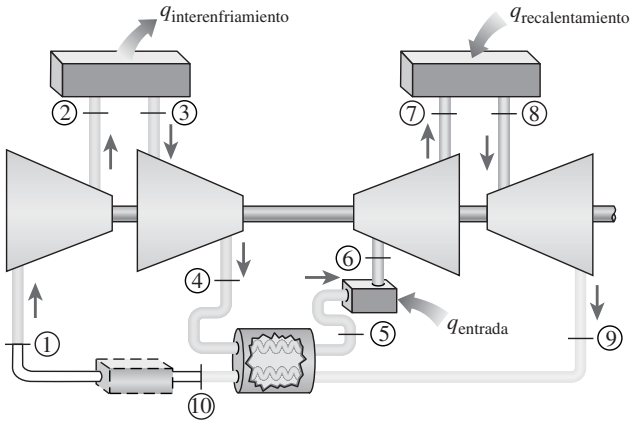


Figura P9-123

cámara de combustión, y el regenerador opera perfectamente al aumentar la temperatura del aire frío en 20 °C. Determine la eficiencia térmica de este sistema. Suponga operaciones isentrópicas para todas las etapas de compresor y de turbina, y use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-124 Repita el problema 9-123 para el caso de tres etapas de compresión con interenfriamiento y tres etapas de expansión con recalentamiento. *Respuesta:* 40.1 por ciento

9-125 ¿Cuánto cambiaría la eficiencia térmica del ciclo en el problema 9-124 si la temperatura del flujo de aire frío que sale del regenerador fuese 80 °C más baja que la temperatura del flujo de aire caliente que entra al regenerador?

Ciclos de propulsión por reacción

9-126C ¿Qué es la potencia de propulsión? ¿Cómo se relaciona con el empuje?

9-127C ¿Qué es la eficiencia de propulsión? ¿Cómo se determina?

9-128C ¿El efecto de las irreversibilidades en la turbina y el compresor de un motor de propulsión por reacción es de reducir *a*) el trabajo neto, *b*) el empuje o *c*) la tasa de consumo de combustible?

9-129E Un turborreactor vuela a una velocidad de 900 pies/s a una altitud de 20 000 pies, donde las condiciones ambientales son de 7 psia y 10 °F. La relación de presiones a través del compresor es de 13, y la temperatura en la entrada de la turbina es de 2 400 R. Suponiendo la operación ideal de todos los componentes y calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente, determine, *a*) la presión en la salida de la turbina, *b*) la velocidad de los gases producto de la combustión en el escape y la eficiencia propulsiva.

9-130E Repita el problema 9-129E tomando en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura.

9-131 Un motor turbosoplador que opera en un avión que vuela a 200 m/s a una altitud en la que el aire está a 50 kPa y −20 °C, debe producir 50 000 N de empuje. El diámetro de entrada de este motor es de 2.5 m; la relación de presiones del compresor es 12, y la relación de flujos másicos es 8. Determine la temperatura del aire a la salida del soplador necesaria para producir este empuje. Suponga operación ideal para todos los componentes y calores específicos constantes a temperatura ambiente. *Respuesta:* 233 K

9-132 Un motor de reacción pura propulsa un avión a 240 m/s a través de aire que está a 45 kPa y –13 °C. El diámetro de entrada de éste es de 1.6 m. La relación de presiones del compresor es 13, y la temperatura a la entrada de la turbina es de 557 °C. Determine la velocidad a la salida de la tobera de este motor y el empuje producido. Suponga operación ideal para todos los componentes y calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-133 Un avión con motor de propulsión por reacción vuela con una velocidad de 280 m/s a una altitud de 9 150 m donde las condiciones de ambiente son 32 kPa y −32 °C. La relación de presiones a través del compresor es 12, y la temperatura a la entrada de la turbina es de 1 100 K. El aire entra al compresor a razón de 50 kg/s, y el combustible de motor tiene un poder calorífico de 42 700 kJ/kg. Suponiendo operación ideal para todos los componentes y calores específicos constantes a temperatura ambiente, determine *a*) la velocidad de los gases de escape, *b*) la potencia de propulsión que se desarrolla y *c*) la tasa de consumo de combustible.

9-134 Repita el problema 9-133 usando una eficiencia de compresor de 80 por ciento y una eficiencia de turbina de 85 por ciento.

9-135 Considere un avión accionado por un motor de propulsión por reacción que tiene una relación de presiones de 9. El avión está estacionado en tierra, mantenido en posición por sus frenos. El aire ambiente está a 7 °C y 95 kPa y entra al motor a razón de 20 kg/s. El combustible de motor tiene un poder calorífico de 42 700 kJ/kg, y se quema por completo a razón de 0.5 kg/s. Despreciando el efecto del difusor y el pequeño aumento de flujo másico a la salida del motor, así como las ineficiencias de los componentes del motor, determine la fuerza que se debe aplicar a los frenos para mantener estacionado el avión. *Respuesta:* 19 370 N

9-136 Reconsidere el problema 9-135. En el planteamiento del problema, reemplace el flujo másico de entrada por un flujo volumétrico de entrada de 18.1 m^3/s. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la temperatura de entrada al compresor dentro del rango de −20 a 30 °C sobre la fuerza que se debe aplicar a los frenos para mantener estacionado el avión. Grafique esta fuerza como función de la temperatura del aire a la entrada al compresor.

9-137 Entra aire a 7 °C a un motor de propulsión por reacción a razón de 16 kg/s y una velocidad de 300 m/s (relativa al motor). El aire se calienta en la cámara de combustión a razón de 15 000 kJ/s, y sale del motor a 427 °C. Determine el empuje producido por este motor de propulsión por reacción. (*Sugerencia:* elija todo el motor como el sistema abierto.)

Análisis de ciclos de potencia de gas con base en la segunda ley

9-138 Determine la destrucción exergética total asociada con el ciclo de Otto descrito en el problema 9-33, suponiendo una temperatura de fuente de 2 000 K y una temperatura de depósito de 300 K. También determine la energía al final de la carrera de potencia. *Respuestas:* 245.1 kJ/kg, 145.2 kJ/kg

9-139 Determine la destrucción exergética total asociada con el ciclo Diesel descrito en el problema 9.46, suponiendo una temperatura de fuente de 2 000 K y una temperatura de sumidero de 300 K. También determine la energía al final del proceso de compresión isentrópico.
Respuestas: 292.7 kJ/kg, 348.6 kJ/kg

9-140E Determine la destrucción de exergía asociada con el proceso de rechazo de calor del ciclo Diesel que se describe en el problema 9-52E, suponiendo una temperatura de la fuente de 3 200 R y una temperatura del sumidero de 540 R. También determine la exergía al final del proceso de expansión isentrópica.

9-141 Calcule la destrucción de exergía para cada proceso para el ciclo Stirling del problema 9-74, en kJ/kg.

9-142 Calcule la destrucción de exergía asociada con cada uno de los procesos del ciclo Brayton descrito en el problema 9-83, suponiendo una temperatura de la fuente de 1 600 K y una temperatura del sumidero de 295 K.

9-143 Repita el problema 9-86 usando análisis de exergía.

9-144 Determine la destrucción total de exergía asociada con el ciclo Brayton que se describe en el problema 9-107, suponiendo una temperatura de fuente de 1 500 K y una temperatura de sumidero de 290 K. También determine la exergía de los gases de escape a la salida del regenerador.

9-145 Reconsidere el problema 9-144. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de variar la relación de presiones del ciclo de 6 a 14 sobre la destrucción total de exergía para el ciclo y la exergía de los gases de escape a la salida del regenerador. Grafique estos resultados como funciones de la relación de presiones. Explique los resultados.

9-146 Determine la destrucción exergética asociada con cada uno de los procesos del ciclo Brayton descrito en el problema 9-109, suponiendo una temperatura de fuente de 1 260 K y una temperatura de sumidero de 300 K. También determine la energía de los gases de escape a la salida del regenerador. Sea $P_{escape} = P_0 = 100$ kPa.

9-147 Calcule el potencial de trabajo perdido para cada proceso del problema 9-125. La temperatura del depósito caliente es la misma que la temperatura máxima del ciclo, y la temperatura del depósito frío es la misma que la temperatura mínima del ciclo.

9-148 Una central eléctrica con turbina de gas opera en un ciclo regenerativo Brayton entre límites de presión de 100 y 700 kPa. El aire entra por el compresor a 30 °C a razón de 12.6 kg/s y sale de él a 260 °C. Se calienta en un regenerador a 400 °C mediante los gases calientes de combustión que salen de la turbina. Un combustible diesel con valor de calentamiento de 42 000 kJ/kg es quemado en la cámara de combustión con una eficiencia de combustión de 97 por ciento. Los gases de combustión salen de la cámara de combustión a 871 °C y entran a la turbina cuya eficiencia isentrópica es de 85 por ciento. Tratando los gases como aire y utilizando calores específicos constantes a 500 °C, determine *a*) la eficiencia isentrópica del compresor, *b*) la efectividad del regenerador, *c*) la razón aire-combustible en la cámara de combustión, *d*) la potencia neta producida y la razón de trabajo de retroceso, *e*) la eficiencia térmica y *f*) la eficiencia según la segunda ley de la central. También determine *g*) las eficiencias según la segunda ley del compresor, la turbina y el regenerador y *h*) la razón del flujo de energía con los gases de combustión a la salida del regenerador.

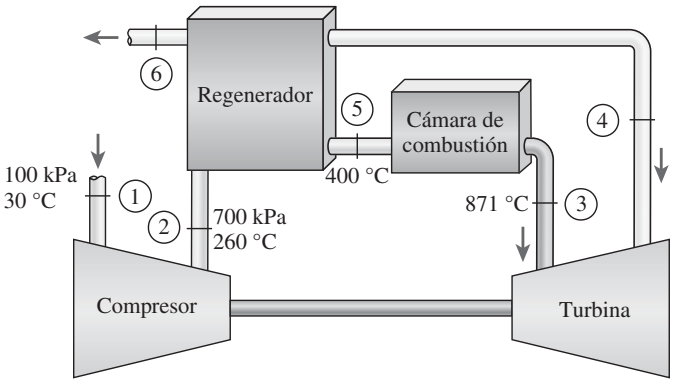


Figura P9-148

Respuestas: a) 0.881, *b*) 0.632, *c*) 78.1, *d*) 2 267 kW, 0.583, *e*) 0.345, *f*) 0.469, *g*) 0.929, 0.932, 0.890, *h*) 1 351 kW

9-149 Un motor moderno de cuatro cilindros, cuatro tiempos, 1.8 L, de alto número de revoluciones e ignición por compresión, opera en el ciclo ideal dual con una relación de compresión de 16. El aire está a 95 kPa y 70 °C al principio del proceso de compresión, y la velocidad de rotación del motor es de 2 200 rpm. Se queman iguales cantidades de combustible a volumen constante y a presión constante. La presión máxima permisible en el ciclo es de 7.5 MPa, debido a limitaciones de resistencia de materiales. Usando calores específicos constantes a 1 000 K, determine *a*) la temperatura máxima en el ciclo, *b*) la producción neta de trabajo y la eficiencia térmica, *c*) la presión media efectiva y *d*) la producción neta de trabajo. También determine *e*) la eficiencia según la segunda ley del ciclo y la tasa de salida de exergía con los gases de escape cuando se purgan. *Respuestas: a*) 2 308 K; *b*) 836 kJ/kg, 59.5 por ciento; *c*) 860 kPa; *d*) 28.4 kW; *e*) 68.3 por ciento, 10.3 kW

Problemas de repaso

9-150 Un ciclo de Carnot se ejecuta en un sistema cerrado y utiliza 0.0025 de aire como fluido de trabajo. La eficiencia del ciclo es de 60 por ciento, y su temperatura más baja es de 300 K. La presión al inicio de la expansión isentrópica es de 700 kPa y al final de la compresión isentrópica es de 1 MPa. Determine la producción neta de trabajo por ciclo.

9-151 En un sistema cerrado se ejecuta un ciclo de aire-estándar con coeficientes variables, y está compuesto por los cuatro procesos siguientes:

1-2 V = adición de calor *constante* de 100 kPa y 27 °C a 300 kPa
2-3 P = adición de calor *constante* a 1 027 °C
3-4 Expansión isentrópica a 100 kPa
4-1 P = calor cedido *constante* hasta el estado inicial

a) Muestre el ciclo en diagramas *P-V* y *T-s*.
b) Calcule la producción neta de trabajo por unidad de masa.
c) Determine la eficiencia térmica.

9-152 Repita el problema 9-151 usando calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-153 Un ciclo de Otto con una relación de compresión de 10.5 comienza su compresión a 90 kPa y 35 °C. La temperatura máxima del ciclo es 1 000 °C. Utilizando las suposiciones de aire estándar, determine la eficiencia térmica de este ciclo usando *a*) calores específicos constantes a temperatura ambiente y *b*) calores específicos variables.

Respuestas: a) 61.0 por ciento, *b*) 57.7 por ciento

9-154E Un ciclo Diesel tiene una relación de compresión de 20 y comienza su compresión a 13 psia y 45 °F. La tem-

peratura máxima del ciclo es 1 800 °F. Usando suposiciones de aire estándar, determine la eficiencia térmica de este ciclo usando *a*) calores específicos constantes a temperatura ambiente y *b*) calores específicos variables.

9-155E Un ciclo Brayton con una relación de presiones de 12 opera con aire que entra al compresor a 13 psia y 20 °F, y a la turbina a 1 000 °F. Calcule el trabajo neto específico producido por este ciclo, tratando el aire como gas ideal con *a*) calores específicos constantes a temperatura ambiente y *b*) calores específicos variables.

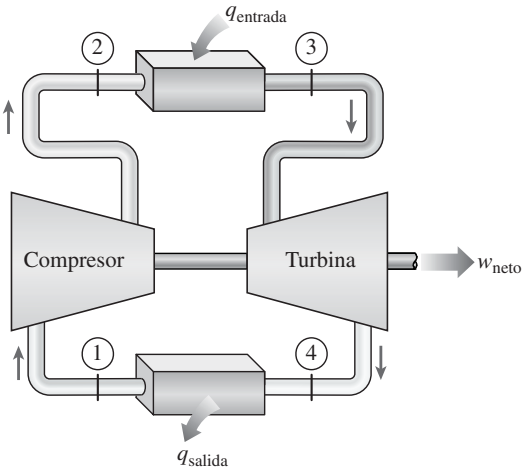


Figura P9-155E

9-156 Un motor diesel V-16 de cuatro tiempos, con turbocargador, construido por GE Transportation Systems para accionar trenes rápidos, produce 4 400 hp a 1 500 rpm. Determine la cantidad de trabajo producido por cilindro por *a*) ciclo mecánico y *b*) ciclo termodinámico.

9-157 Considere un ciclo Brayton ideal simple que opera entre los límites de temperatura de 300 y 1 500 K. Usando calores específicos constantes a temperatura ambiente, determine la relación de presiones para la cual son iguales las temperaturas de salida del compresor y la turbina.

9-158 Un motor de cuatro cilindros, cuatro tiempos y combustión interna opera en el ciclo de Otto ideal con una razón de compresión de 11 y un volumen total de desplazamiento de 1.8 litros. El aire está a 90 kPa y 50 °C al inicio del proceso de compresión. La entrada de calor es de 1.5 kJ por ciclo por cilindro. Tomando en cuenta la variación de calores específicos del aire con la temperatura, determine *a*) la temperatura y presión máximas ocurridas durante el ciclo, *b*) el trabajo neto por ciclo por cilindro y la eficiencia térmica del ciclo, *c*) la presión media efectiva y *d*) la potencia entregada para una velocidad de motor de 3 000 rpm.

9-159 Un motor de cuatro cilindros de ignición por chispa tiene una relación de compresión de 10.5, y cada cilindro tiene un volumen máximo de 0.4 L. Al principio del proceso de compresión, el aire está a 98 kPa y 37 °C, y la temperatura máxima en el ciclo es 2 100 K. Suponiendo que el motor opera en el ciclo ideal de Otto, determine *a*) la cantidad de calor suministrado por cilindro, *b*) la eficiencia térmica y *c*) el número de revoluciones por minuto necesario para una producción neta de potencia de 45 kW. Suponga calores específicos variables para el aire.

9-160 Reconsidere el problema 9-159. Usando software EES (u otro), estudie el efecto de variar la relación de compresión de 5 a 11 sobre el trabajo neto realizado y la eficiencia del ciclo. Trace los diagramas *P-v* y *T-s* para el ciclo, y explique los resultados.

9-161 Un combustible típico de hidrocarburos produce 43 000 kJ/kg de calor cuando se usa en un motor de ignición por chispa. Determine la relación de compresión que se necesita para que un ciclo ideal de Otto use 0.039 gramos de combustible para producir 1 kJ de trabajo. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente. *Respuesta:* 9.66

9-162E Un ciclo dual ideal tiene una relación de compresión de 14 y usa aire como fluido de trabajo. Al principio del proceso de compresión, el aire está a 14.7 psia y 120 °F, y ocupa un volumen de 98 pulg^3. Durante el proceso de adición de calor, se transfieren al aire 0.6 Btu de calor a volumen constante y 1.1 Btu a presión constante. Usando calores específicos constantes evaluados a temperatura ambiente, determine la eficiencia térmica del ciclo.

9-163 Considere un ciclo Stirling ideal usando aire como fluido de trabajo. El aire está a 400 K y 200 kPa al principio del proceso de compresión isotérmica, y se agrega calor al aire desde una fuente a 1 800 K en la cantidad de 750 kJ/kg. Determine *a*) la presión máxima en el ciclo y *b*) la producción neta de trabajo por unidad de masa de aire.
Respuestas: a) 3 844 kPa, *b*) 583 kJ/kg

9-164 Considere un ciclo Brayton ideal simple con aire como fluido de trabajo. La relación de presiones del ciclo es 6, y las temperaturas mínima y máxima son 300 y 1 300 K. Ahora se duplica la relación de presiones sin cambiar las temperaturas mínima y máxima del ciclo. Determine el cambio en *a*) la producción neta de trabajo por unidad de masa y *b*) la eficiencia térmica del ciclo como resultado de esta modificación. Suponga calores específicos variables para el aire.
Respuestas: a) 41.5 kJ/kg, *b*) 10.6 por ciento

9-165 Repita el problema 9-164 usando calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-166 Se usa helio como el fluido de trabajo de un ciclo Brayton con regeneración. La relación de presiones del ciclo es de 8, la temperatura en la entrada del compresor es de 300 K y la temperatura en la entrada de la turbina es de 1 800 K. La efectividad del regenerador es de 75 por ciento. Determine la eficiencia térmica y la razón de flujo másico requerido del helio para una potencia neta producida de 60 MW, suponiendo que tanto el compresor como la turbina tienen una eficiencia isentrópica de *a*) 100 por ciento y *b*) 80 por ciento.

9-167 Considere un ciclo ideal de turbina de gas con una etapa de compresión y dos etapas de expansión y regeneración. La relación de presiones a través de cada etapa de turbina es la misma. Los gases de escape de la turbina de alta presión entran al regenerador y luego entran a la turbina de baja presión para expansión a la presión de entrada del compresor. Determine la eficiencia térmica de este ciclo como

función de la relación de compresión del compresor y la relación de temperatura de entrada a la turbina de alta presión a la temperatura de entrada al compresor. Compare su resultado con la eficiencia del ciclo regenerativo estándar.

9-168 Una planta de turbina de gas opera en el ciclo Brayton regenerativo con dos etapas de recalentamiento y dos etapas de interenfriamiento entre los límites de presión de 100 y 1 200 kPa. El fluido de trabajo es aire. El aire entra a la primera y a la segunda etapas del compresor a 300 K y 350 K, respectivamente, y a la primera y segunda etapas de la turbina, a 1 400 K y 1 300 K, respectivamente. Suponiendo que tanto el compresor como la turbina tienen una eficiencia isentrópica de 80 por ciento y que el regenerador tiene una efectividad de 75 por ciento, y usando calores específicos variables, determine *a*) la relación del trabajo de retroceso y la producción neta de trabajo, *b*) la eficiencia térmica y *c*) la eficiencia según la segunda ley del ciclo. También determine *d*) las exergías en las salidas de la cámara de combustión (estado 6) y el regenerador (estado 10). (Vea la figura 9-43 en el texto.) *Respuestas: a*) 0.523, 317 kJ/kg; *b*) 0.553; *c*) 0.704; *d*) 931 kJ/kg, 129 kJ/kg

9-169 Compare la eficiencia térmica de la turbina de gas de dos etapas con regeneración, recalentamiento e interenfriamiento a la de una turbina de gas de tres etapas con el mismo equipo cuando *a*) todos los componentes operan idealmente, *b*) el aire entra al primer compresor a 100 kPa y 20 °C, *c*) la relación total de presiones a través de todas las etapas de compresión es 16 y *d*) la temperatura máxima de ciclo es 800 °C.

9-170E El empuje específico de un sistema de propulsión de avión es la fuerza producida por unidad de flujo másico productor de empuje. Considere un motor de propulsión por reacción que opera en un ambiente a 10 psia y 30 °F y propulsa un avión con velocidad de crucero de 1 200 pies/s. Determine el empuje específico de este motor cuando la relación de compresión del compresor es 9 y la temperatura a la entrada de la turbina es 700 °F. Suponga operación ideal para todos los componentes y calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-171 Las necesidades de electricidad y calor de una planta se deben satisfacer mediante una fábrica que consiste en una turbina de gas y un intercambiador de calor para la producción de vapor de agua. La planta opera en un ciclo Brayton simple entre los límites de presión de 100 y 1 000 kPa con aire como fluido de trabajo. El aire entra al compresor a 20 °C. Los gases de combustión salen de la turbina y entran al intercambiador de calor a 450 °C, y salen del intercambiador de calor a 325 °C, mientras el agua líquida entra al intercambiador de calor a 15 °C y sale a 200 °C como vapor saturado. La potencia neta producida por el ciclo de turbina de gas es de 1 500 kW. Suponiendo una eficiencia isentrópica del compresor de 86 por ciento y una eficiencia isentrópica de la turbina de 88 por ciento, y usando calores específicos variables, determine *a*) el flujo másico de aire, *b*) la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica y *c*) la tasa de producción de vapor de agua en el intercambiador de calor. También determine *d*) la eficiencia de utilización de la planta de cogeneración, definida como la relación de la energía total utilizada a la energía suministrada a la planta.

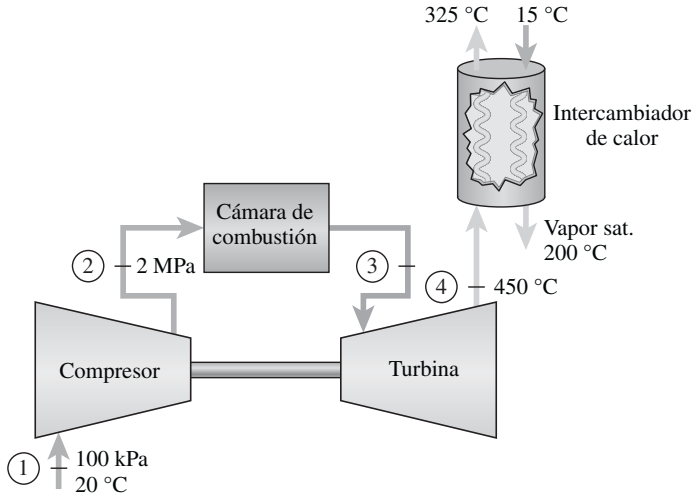


Figura P9-171

9-172 Un avión de propulsión por reacción vuela con una velocidad de 1 100 km/h a una altitud donde la temperatura y la presión del aire son −35 °C y 40 kPa. El aire sale del difusor a 50 kPa, con una velocidad de 15 m/s, y los gases de combustión entran a la turbina a 450 kPa y 950 °C. La turbina produce 800 kW de potencia que se usa totalmente en accionar el compresor. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 83 por ciento para el compresor, la turbina y la tobera, y usando calores específicos variables, determine *a*) la presión de los gases de combustión a la salida de la turbina, *b*) el flujo másico de aire a través del compresor, *c*) la velocidad de los gases a la salida de la tobera y *d*) la potencia de propulsión y la eficiencia de propulsión de este motor.
Respuestas: a) 137 kPa, *b*) 2.66 kg/s, *c*) 696 m/s, *d*) 317 kW, 0.166

9-173 Un ciclo de aire estándar con calores específicos constantes se lleva a cabo en un sistema cerrado de cilindro-émbolo, y está compuesto de los siguientes tres procesos:

1-2 Adición de calor a volumen constante
2-3 Expansión isentrópica con una relación de expansión $r = V_3/V_2$
3-1 Rechazo de calor a presión constante

a) Trace los diagramas *P-v* y *T-s* para este ciclo.
b) Obtenga una expresión para la relación del trabajo de retroceso como función de *k* y *r*.
c) Obtenga una expresión para la eficiencia térmica del ciclo como función de *k* y *r*.
d) Determine el valor de la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia cuando *r* tiende a la unidad.

¿Qué implican sus resultados acerca del trabajo neto realizado por el ciclo?

9-174 Considere el ciclo ideal regenerativo Brayton. Determine la relación de presiones que maximizará la eficiencia térmica del ciclo y compare este valor con la relación de presiones que maximizaría el trabajo neto del ciclo. Para las mismas razones de temperaturas máximas a mínimas, explique por qué la relación de presiones para una eficiencia máxima es menor que la relación de presiones para un trabajo máximo.

9-175 Con ayuda del software EES (u otro), estudie el efecto de los calores específicos variables en la eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal usando aire como fluido de trabajo. Al inicio del proceso de compresión, el aire está a 100 kPa y 300 K. Determine el porcentaje de error involucrado en usar valores constantes de calor específico a temperatura ambiente para las siguientes combinaciones de razones de compresión y temperaturas de ciclo máximas: $r = 6$, 8, 10, 12 y $T_{máx} = 1\,000$, 1 500, 2 000, 2 500 K.

9-176 Usando software EES (u otro), determine los efectos de la relación de presiones, la temperatura máxima de ciclo y las eficiencias de compresor y de turbina sobre la producción neta de trabajo por unidad de masa y la eficiencia térmica de un ciclo Brayton simple con aire como fluido de trabajo. El aire está a 100 kPa y 300 K a la entrada del compresor. También, suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente. Determine la producción neta de trabajo y la eficiencia térmica para todas las combinaciones de los siguientes parámetros, y saque conclusiones de los resultados:

Relación de presiones:	5, 8, 14
Temperatura máxima del ciclo:	800, 1 200, 1 600 K
Eficiencia isentrópica del compresor:	80, 100 por ciento
Eficiencia isentrópica de la turbina:	80, 100 por ciento

9-177 Repita el problema 9-176 considerando la variación de calores específicos con la temperatura.

9-178 Repita el problema 9-176 usando helio como fluido de trabajo.

9-179 Con ayuda del software EES (u otro), determine los efectos de la relación de presiones, la temperatura máxima del ciclo, la efectividad del regenerador y las eficiencias del compresor y la turbina sobre la producción neta de trabajo por unidad de masa, y sobre la eficiencia térmica de un ciclo Brayton regenerativo con aire como fluido de trabajo. El aire está a 100 kPa y 300 K en la entrada del compresor. También suponga calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente. Determine la producción neta de trabajo y la eficiencia térmica para todas las combinaciones de los siguientes parámetros:

Relación de presiones:	6, 10
Temperatura máxima del ciclo:	1 500, 2 000 K
Eficiencia isentrópica del compresor:	80, 100 por ciento
Eficiencia isentrópica de la turbina:	80, 100 por ciento
Efectividad del regenerador:	70, 90 por ciento

9-180 Repita el problema 9-179 considerando la variación de los calores específicos del aire con la temperatura.

9-181 Repita el problema 9-179 utilizando helio como fluido de trabajo.

9-182 Usando software EES (u otro), determine el efecto del número de etapas de compresión y expansión sobre la eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal regenerativo con compresión y expansión de etapas múltiples. Suponga que la relación total de presiones del ciclo es 18, y que el aire entra a cada etapa del compresor a 300 K y a cada etapa de la turbina a 1 200 K. Usando calores específicos constantes a temperatura ambiente, determine la eficiencia térmica del ciclo variando el número de etapas de 1 a 22 en incrementos de 3. Grafique la eficiencia térmica contra el número de etapas. Compare sus resultados con la eficiencia de un ciclo Ericsson que opera entre los mismos límites de temperatura.

9-183 Repita el problema 9-182 usando helio como fluido de trabajo.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

9-184 Un ciclo de Otto con aire como fluido de trabajo tiene una relación de compresión de 10.4. En condiciones de aire estándar, la eficiencia térmica de este ciclo es

a) 10 por ciento *b*) 39 por ciento *c*) 61 por ciento
d) 79 por ciento *e*) 82 por ciento

9-185 Para los límites especificados de temperaturas máxima y mínima, el ciclo ideal con la eficiencia térmica más baja es

a) Carnot *b*) Stirling *c*) Ericsson
d) Otto *e*) Las eficiencias de todos son iguales

9-186 Un ciclo de Carnot opera entre los límites de temperatura de 300 y 2 000 K, y produce 600 kW de potencia neta. La tasa de cambio de entropía del fluido de trabajo durante el proceso de adición de calor es

a) 0 *b*) 0.300 kW/K *c*) 0.353 kW/K
d) 0.261 kW/K *e*) 2.0 kW/K

9-187 Se comprime aire en un ciclo Diesel ideal de 2 a 0.13 L, y luego se expande durante un proceso de adición de calor a presión constante a 0.30 L. En condiciones de aire estándar, la eficiencia térmica de este ciclo es

a) 41 por ciento *b*) 59 por ciento *c*) 66 por ciento
d) 70 por ciento *e*) 78 por ciento

9-188 Se comprime gas helio en un ciclo de Otto ideal, de 20 °C y 2.5 L a 0.25 L, y su temperatura aumenta en 700 °C adicionales durante el proceso de adición de calor. La temperatura del helio antes del proceso de expansión es

a) 1 790 °C *b*) 2 060 °C *c*) 1 240 °C
d) 620 °C *e*) 820 °C

9-189 En un ciclo ideal de Otto, se comprime aire de 1.20 kg/m^3 y 2.2 L a 0.26 L, y la producción neta de trabajo del ciclo es de 440 kJ/kg. La presión media efectiva para este ciclo es

a) 612 kPa *b*) 599 kPa *c*) 528 kPa
d) 416 kPa *e*) 367 kPa

9-190 En un ciclo Brayton ideal, se comprime aire de 95 kPa y 25 °C a 1 100 kPa. En condiciones de aire estándar, la eficiencia térmica de este ciclo es

a) 45 por ciento *b*) 50 por ciento *c*) 62 por ciento
d) 73 por ciento *e*) 86 por ciento

9-191 Considere un ciclo Brayton ideal ejecutado entre los límites de presión de 1 200 y 100 kPa, y los límites de temperatura de 20 y 1 000 °C con argón como fluido de trabajo. La producción neta de trabajo de este ciclo es

a) 68 kJ/kg *b*) 93 kJ/kg *c*) 158 kJ/kg
d) 186 kJ/kg *e*) 310 kJ/kg

9-192 Un ciclo Brayton ideal tiene una producción neta de trabajo de 150 kJ/kg, y una relación del trabajo de retroceso de 0.4. Si tanto la turbina como el compresor tuvieran una eficiencia isentrópica de 85 por ciento, la producción neta de trabajo del ciclo sería

a) 74 kJ/kg *b*) 95 kJ/kg *c*) 109 kJ/kg
d) 128 kJ/kg *e*) 177 kJ/kg

9-193 En un ciclo Brayton ideal, se comprime aire de 100 kPa y 25 °C a 1 MPa, y luego se calienta a 927 °C antes de que entre a la turbina. En condiciones de aire estándar frío, la temperatura del aire a la salida de la turbina es

a) 349 °C *b*) 426 °C *c*) 622 °C
d) 733 °C *e*) 825 °C

9-194 En un ciclo Brayton ideal con regeneración, se comprime gas argón de 100 kPa y 25 °C a 400 kPa, y luego se calienta a 1 200 °C antes de entrar a la turbina. La temperatura más alta a la que se puede calentar el argón en el regenerador es

a) 246 °C *b*) 846 °C *c*) 689 °C
d) 368 °C *e*) 573 °C

9-195 En un ciclo Brayton ideal con regeneración, se comprime aire de 80 kPa y 10 °C a 400 kPa y 175 °C, se calienta a 450 °C en el regenerador, y luego se calienta más a 1 000 °C antes de entrar a la turbina. En condiciones de aire estándar frío, la efectividad del regenerador es

a) 33 por ciento *b*) 44 por ciento *c*) 62 por ciento
d) 77 por ciento *e*) 89 por ciento

9-196 Considere una turbina de gas que tiene una relación de presiones de 6 y opera en ciclo Brayton con regeneración entre los límites de temperatura de 20 y 900 °C. Si la relación de calores específicos del fluido de trabajo es 1.3, la máxima eficiencia térmica que esta turbina de gas puede tener es

a) 38 por ciento *b*) 46 por ciento *c*) 62 por ciento
d) 58 por ciento *e*) 97 por ciento

9-197 Un ciclo ideal de turbina con muchas etapas de compresión y de expansión y un regenerador de efectividad 100 por ciento tiene una relación total de presiones de 10. El aire entra a cada etapa del compresor a 290 K, y a cada etapa de turbina a 1 200 K. La eficiencia térmica de este ciclo de turbina de gas es

a) 36 por ciento *b*) 40 por ciento *c*) 52 por ciento
d) 64 por ciento *e*) 76 por ciento

9-198 Entra aire a un motor de propulsión por reacción a 320 m/s, a razón de 30 kg/s, y sale a 650 m/s en relación con el avión. El empuje que desarrolla el motor es

a) 5 kN *b*) 10 kN *c*) 15 kN
d) 20 kN *e*) 26 kN

Problemas de diseño y ensayo

9-199 El peso de un motor diesel es directamente proporcional a la relación de compresión ($W = kr$), porque se debe usar más metal para robustecer el motor para las presiones más altas. Examine el trabajo neto específico que produce un motor diesel por unidad de peso al variar la relación de presión y permanecer fijo el suministro específico de calor. Haga esto para varios suministros de calor y constantes de proporcionalidad k. ¿Hay algunas combinaciones óptimas de k y suministros específicos de calor?

9-200 En respuesta a la preocupación sobre el medio ambiente, algunos de los principales fabricantes de automóviles están fabricando automóviles eléctricos. Escriba un ensayo sobre las ventajas y desventajas de los automóviles eléctricos y analice cuándo es aconsejable comprar un automóvil eléctrico en lugar de un automóvil tradicional de combustión interna.

9-201 Se están llevando a cabo muchas investigaciones para desarrollar motores adiabáticos que no requieran enfriar el bloque del motor. Tales motores están basados en materiales cerámicos debido a su capacidad de soportar altas temperaturas. Escriba un ensayo sobre el estatus actual del desarrollo del motor adiabático. También determine las máximas eficiencias posibles de estos motores, y compárelas con las de los motores actuales.

9-202 Escriba un ensayo sobre los desarrollos más recientes sobre los motores de dos tiempos, y averigüe cuándo se podrían ver en el mercado automóviles accionados por motores de dos tiempos. ¿Por qué los principales fabricantes de automóviles tienen nuevamente interés en motores de dos tiempos?

9-203 Gases de escape de la turbina de un ciclo Brayton simple son bastante calientes y se pueden usar para otros propósitos térmicos. Un uso propuesto es generar vapor saturado a 110 °C de agua a 30 °C en una caldera. Este vapor se distribuirá a varios edificios en un campus universitario para calefacción de espacios. Para este fin se va a usar un ciclo Brayton con una relación de presiones de 6. Grafique la potencia producida, el flujo de vapor de agua producido y la temperatura máxima del ciclo como funciones de la tasa de adición de calor al ciclo. La temperatura a la entrada de la turbina no debe exceder 2 000 °C.

9-204 Una turbina de gas opera con un regenerador y dos etapas de recalentamiento e interenfriamiento. Este sistema está diseñado de modo que cuando entra al compresor a 100 kPa y 15 °C, la relación de presiones para cada etapa de compresión es 3; la temperatura del aire cuando entra a una turbina es de 500 °C, y el regenerador opera perfectamente. A plena carga, este ciclo produce 800 kW. Para que esta máquina dé servicio a una carga parcial, se reduce la adición de calor en ambas cámaras de combustión. Desarrolle un programa óptimo de adición de calor a las cámaras de combustión para cargas parciales que van de 400 kW a 800 kW.

9-205 Desde que Aegidius Elling, de Noruega, la introdujo en 1903, la inyección de vapor de agua entre la cámara de combustión y la turbina se usa incluso en algunas turbinas

modernas de gas que están actualmente en operación, para enfriar los gases de combustión a una temperatura metalúrgicamente segura, al mismo tiempo que aumenta el flujo másico a través de la turbina. Actualmente hay varias plantas de turbina de gas que usan inyección de vapor de agua para aumentar la potencia y mejorar la eficiencia térmica.

Considere una planta de generación eléctrica de turbina de gas cuya relación de presión es 8. Las eficiencias isentrópicas del compresor y de la turbina son 80 por ciento, y hay un regenerador con una efectividad de 70 por ciento. Cuando el flujo másico de aire a través del compresor es de 40 kg/s, la temperatura a la entrada de la turbina se vuelve 1 700 K. Pero la temperatura de entrada a la turbina está limitada a 1 500 K, y por lo tanto se está considerando la inyección de vapor de agua a los gases de combustión. Sin embargo, para evitar las complicaciones relativas a la inyección de vapor, se propone usar aire en exceso (es decir, admitir mucho más aire que el que se necesita para llevar a cabo la combustión) para bajar la temperatura de combustión y, por lo tanto, la temperatura de entrada a la turbina, al mismo tiempo que se aumenta el flujo másico y por lo tanto la producción de potencia de la turbina. Evalúe esta propuesta, y compare el desempeño termodinámico de una planta de generación eléctrica de turbina de gas de "alto flujo de aire" con el de una de "inyección de vapor de agua", en las siguientes condiciones de diseño: el aire ambiente está a 100 kPa y 25 °C, hay disponible suministro adecuado de agua a 20 °C y la cantidad de combustible suministrado a la cámara de combustión permanece constante.

CAPÍTULO

10

Ciclos de potencia de vapor y combinados

En el capítulo 9 se analizaron los ciclos de potencia de gas en los que el fluido de trabajo permanece como gas durante todo el ciclo. En este capítulo se consideran *ciclos de potencia de vapor* en los que el fluido de trabajo se evapora y condensa alternadamente. Asimismo, se analiza la generación de potencia acoplada con un proceso de calentamiento llamada *cogeneración*.

La constante demanda de eficiencias térmicas más altas ha producido algunas modificaciones innovadoras en el ciclo básico de potencia de vapor. Entre éstos, se estudian *ciclos con recalentamiento* y *regenerativo* así como ciclos combinados de potencia de gas y vapor.

El vapor de agua es el fluido de trabajo usado más comúnmente en ciclos de potencia de vapor debido a sus muchas y atractivas características, como bajo costo, disponibilidad y alta entalpía de vaporización. Por consiguiente, este capítulo se dedica principalmente al estudio de centrales eléctricas de vapor, las cuales normalmente son llamadas *centrales carboeléctricas*, *centrales nucleoeléctricas* o *centrales eléctricas de gas natural*, según el tipo de combustible que empleen para suministrar calor al vapor. Sin embargo, el vapor pasa por el mismo ciclo básico en todas; por lo tanto pueden analizarse de la misma manera.

OBJETIVOS

En el capítulo 10, los objetivos son:

- Analizar ciclos de potencia de vapor en los cuales el fluido de trabajo se evapora y condensa alternadamente.
- Realizar el análisis de los ciclos de potencia de vapor con base en la segunda ley.
- Analizar la generación de potencia acoplada con el proceso de calentamiento llamada *cogeneración*.
- Investigar maneras de modificar el ciclo Rankine básico de potencia de vapor para incrementar la eficiencia térmica del ciclo.
- Analizar los ciclos de potencia de vapor con recalentamiento y regeneración.
- Analizar ciclos de potencia que consisten en dos ciclos separados conocidos como ciclos combinados.

10-1 ▪ El ciclo de vapor de Carnot

Como se ha mencionado repetidamente, el ciclo de Carnot es el más eficiente de los ciclos que operan entre dos límites especificados de temperatura. Así, es natural considerar primero a este ciclo como un prospecto de ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. Si fuera posible, se adoptaría como el ciclo ideal. Sin embargo, como se explica a continuación, el ciclo de Carnot no es un modelo apropiado para los ciclos de potencia. A lo largo de todo el análisis se ha considerado al *vapor* como el fluido de trabajo, ya que su uso predomina en los ciclos de potencia de vapor.

Considere un *ciclo de Carnot* de flujo estacionario ejecutado dentro de la curva de saturación de una sustancia pura, como se muestra en la figura 10-1*a*). El fluido se calienta de manera reversible e isotérmicamente en una caldera (proceso 1-2); se expande isentrópicamente en una turbina (proceso 2-3); se condensa reversible e isotérmicamente en un condensador (proceso 3-4), y se comprime de manera isentrópica mediante un compresor hasta su estado inicial (proceso 4-1).

Con este ciclo se asocian varias situaciones imprácticas:

1. La transferencia isotérmica de calor hacia o desde un sistema de dos fases no es difícil de alcanzar en la práctica, porque una presión constante en el dispositivo fija automáticamente la temperatura en el valor de saturación. Por consiguiente, los procesos 1-2 y 3-4 pueden aproximarse bastante a los de las calderas y los condensadores reales. Sin embargo, restringir los procesos de transferencia de calor a sistemas de dos fases limita severamente la temperatura máxima que puede utilizarse en el ciclo (tiene que permanecer debajo del valor del punto crítico, el cual es de 374 °C para el agua). Restringir la temperatura máxima en el ciclo limita también la eficiencia térmica. Cualquier intento por elevar la temperatura máxima en el ciclo implica la transferencia de calor hacia el fluido de trabajo en una sola fase, lo que no es fácil de realizar de modo isotérmico.

2. El proceso de expansión isentrópica (proceso 2-3) puede aproximarse bastante mediante una turbina bien diseñada. Sin embargo, la calidad del vapor disminuye durante este proceso, como se observa en el diagrama *T-s* de la figura 10-1*a*). Por lo tanto, la turbina tiene que manejar vapor con baja calidad, es decir, vapor con un alto contenido de humedad. El choque de gotas líquidas sobre los álabes de la turbina produce erosión y es una de las principales fuentes de desgaste. Así, el vapor con calidades menores a 90

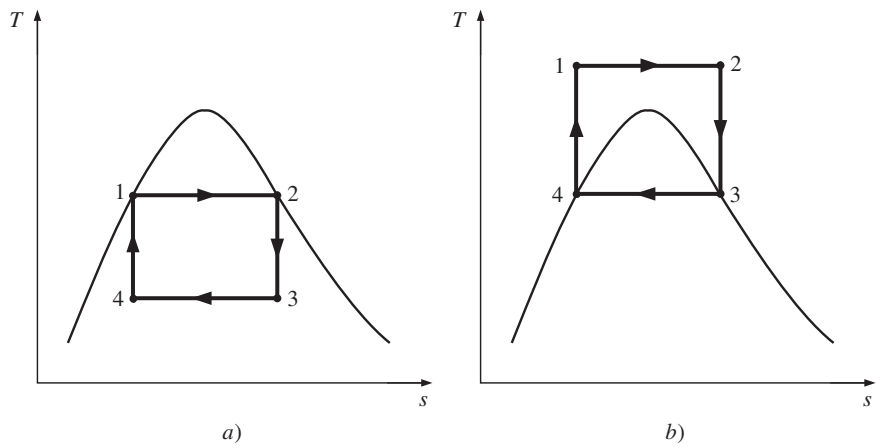


Figura 10-1
Diagrama *T-s* para dos ciclos de vapor de Carnot.

por ciento no puede ser tolerado en la operación de centrales eléctricas. Este problema podría eliminarse utilizando un fluido de trabajo con una línea muy inclinada de vapor saturado.

3. El proceso de compresión isentrópica (proceso 4-1) implica la compresión de una mezcla de líquido y vapor hasta un líquido saturado. Hay dos dificultades asociadas con este proceso: primero, no es fácil controlar el proceso de condensación de manera tan precisa como para obtener finalmente la calidad deseada en el estado 4; y segundo, no es práctico diseñar un compresor que maneje dos fases.

Algunos de estos problemas pueden eliminarse al ejecutar el ciclo de Carnot de manera diferente, como se muestra en la figura 10-1*b*). Sin embargo, este ciclo presenta otros problemas, como la compresión isentrópica a presiones extremadamente altas y la transferencia isotérmica de calor a presiones variables. Por lo tanto concluimos que el ciclo de Carnot no puede lograrse en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de potencia de vapor.

10-2 ▪ Ciclo Rankine: el ciclo ideal para los ciclos de potencia de vapor

Es posible eliminar muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo de Carnot si el vapor es sobrecalentado en la caldera y condensado por completo en el condensador, como se muestra de manera esquemática en un diagrama *T-s* en la figura 10-2. Lo que resulta es el **ciclo Rankine**, el cual es el ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. El ciclo Rankine ideal no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto de los siguientes cuatro procesos:

1-2 Compresión isentrópica en una bomba
2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera
3-4 Expansión isentrópica en una turbina
4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

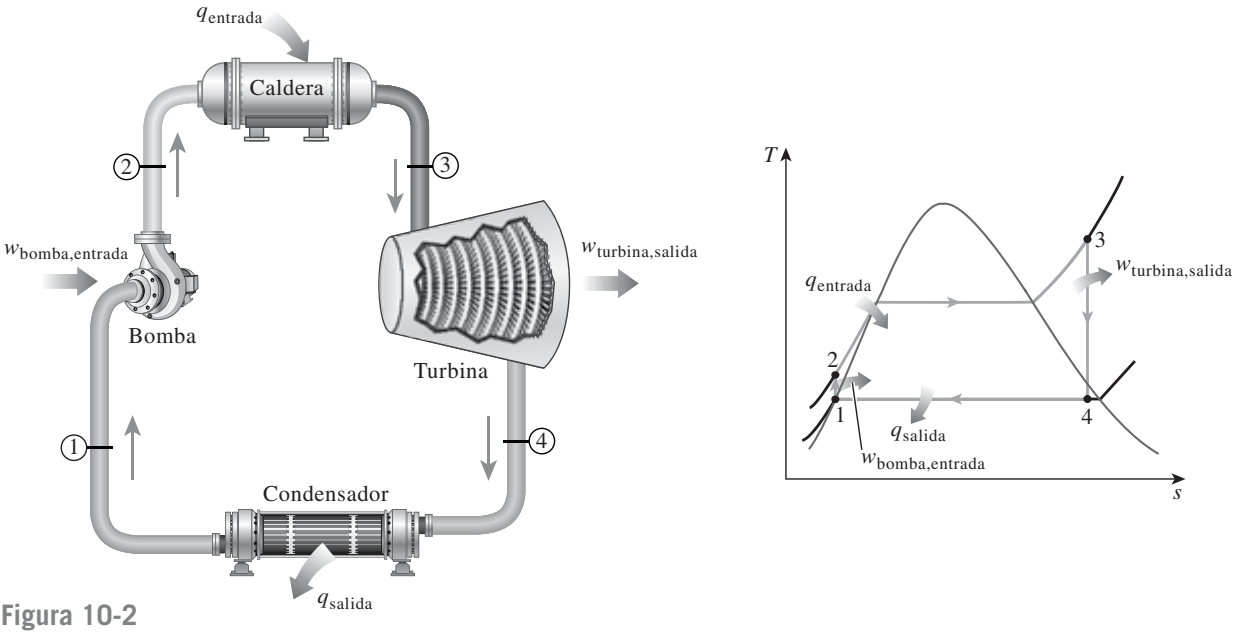


Figura 10-2
El ciclo Rankine ideal simple.

El agua entra a la *bomba* en el estado 1 como líquido saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión de operación de la caldera. La temperatura del agua aumenta un poco durante este proceso de compresión isentrópica debido a una ligera disminución en el volumen específico del agua. La distancia vertical entre los estados 1 y 2 en el diagrama *T-s* se exagera de manera considerable para mayor claridad. (Si el agua fuera realmente incompresible, ¿habría un cambio de temperatura durante este proceso?)

El agua entra a la *caldera* como líquido comprimido en el estado 2 y sale como vapor sobrecalentado en el estado 3. La caldera es básicamente un gran intercambiador de calor donde el calor que se origina en los gases de combustión, reactores nucleares u otras fuentes, se transfiere al agua esencialmente a presión constante. La caldera, junto con la sección (sobrecalentador) donde el vapor se sobrecalienta, recibe el nombre de *generador de vapor*.

El vapor sobrecalentado en el estado 3 entra a la *turbina* donde se expande isentrópicamente y produce trabajo al hacer girar el eje conectado a un generador eléctrico. La presión y la temperatura del vapor disminuyen durante este proceso hasta los valores en el estado 4, donde el vapor entra al *condensador*. En este estado el vapor es por lo general un vapor húmedo con una alta calidad. El vapor se condensa a presión constante en el condensador, el cual es básicamente un gran intercambiador de calor, rechazando el calor hacia un medio de enfriamiento como un lago, un río o la atmósfera. El vapor sale del condensador como líquido saturado y entra a la bomba, completando el ciclo. En áreas donde el agua es muy valiosa, las centrales eléctricas son enfriadas con aire en lugar de agua. Este método de enfriamiento, que también se emplea en motores de automóvil, es conocido como *enfriamiento seco*. Varias centrales eléctricas en el mundo, incluidas algunas en Estados Unidos, utilizan enfriamiento seco para conservar el agua.

Recuerde que el área bajo la curva del proceso en un diagrama *T-s* representa la transferencia de calor para procesos internamente reversibles; y observe que el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor transferido hacia el agua en la caldera y que el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor rechazado en el condensador. La diferencia entre estas dos (el área encerrada por el ciclo) es el trabajo neto producido durante el ciclo.

Análisis de energía del ciclo Rankine ideal

Los cuatro componentes asociados con el ciclo Rankine (la bomba, la caldera, la turbina y el condensador) son dispositivos de flujo estacionario; por lo tanto, los cuatro procesos que conforman el ciclo Rankine pueden ser analizados como procesos de flujo estacionario. Por lo general, los cambios en la energía cinética y potencial del vapor son pequeños en relación con los términos de trabajo y de transferencia de calor, de manera que son insignificantes. Entonces, la *ecuación de energía de flujo estacionario* por unidad de masa de vapor se reduce a

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = h_s - h_e \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(10-1)}$$

La caldera y el condensador no incluyen ningún trabajo y se supone que la bomba y la turbina son isentrópicas, entonces la relación de conservación de la energía para cada dispositivo puede expresarse como:

Bomba ($q = 0$):
$$w_{\text{bomba,entrada}} = h_2 - h_1 \qquad \textbf{(10-2)}$$

o,

$$w_{\text{bomba,entrada}} = v(P_2 - P_1) \tag{10-3}$$

donde

$$h_1 = h_{f\ a\ P_1} \quad \text{y} \quad v \cong v_1 = v_{f\ a\ P_1} \tag{10-4}$$

Caldera ($w = 0$): $$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 \tag{10-5}$$

Turbina ($q = 0$): $$w_{\text{turbina,salida}} = h_3 - h_4 \tag{10-6}$$

Condensador ($w = 0$): $$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 \tag{10-7}$$

La *eficiencia térmica* del ciclo Rankine se determina a partir de

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} \tag{10-8}$$

donde

$$w_{\text{neto}} = q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}} = w_{\text{turbina,salida}} - w_{\text{bomba,entrada}}$$

La eficiencia de conversión de las centrales eléctricas estadounidenses se expresa a menudo en términos de la **tasa térmica**, que es la cantidad en Btu de calor suministrada para generar 1 kWh de electricidad. Cuanto menor es la tasa térmica, más grande será la eficiencia. Si se considera que 1 kWh = 3 412 Btu, y sin tomar en cuenta las pérdidas asociadas con la conversión de potencia en el eje a potencia eléctrica, la relación entre la tasa térmica y la eficiencia térmica puede expresarse como

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{3\,412\ (\text{Btu/kWh})}{\text{Tasa térmica (Btu/kWh)}} \tag{10-9}$$

Por ejemplo, una tasa térmica de 11 363 Btu/kWh es equivalente a una eficiencia térmica de 30 por ciento.

La eficiencia térmica también puede interpretarse como la relación entre el área encerrada por el ciclo en un diagrama *T-s* y el área bajo el proceso de adición de calor. El uso de estas relaciones se ilustra en el siguiente ejemplo.

EJEMPLO 10-1 El ciclo Rankine ideal simple

Considere una central eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal simple. El vapor de agua entra a la turbina a 3 MPa y 350 °C y es condensado en el condensador a una presión de 75 kPa. Determine la eficiencia térmica de este ciclo.

Solución Se tiene una central eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal simple. Se determinará la eficiencia térmica del ciclo.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El esquema de la central y el diagrama *T-s* del ciclo se muestran en la figura 10-3. Observe que la central opera en el ciclo Rankine ideal, por lo tanto la turbina y la bomba son isentrópicas, no hay caídas de presión en la caldera ni en el condensador y el vapor sale de este último para entrar a la bomba como líquido saturado a la presión del condensador.

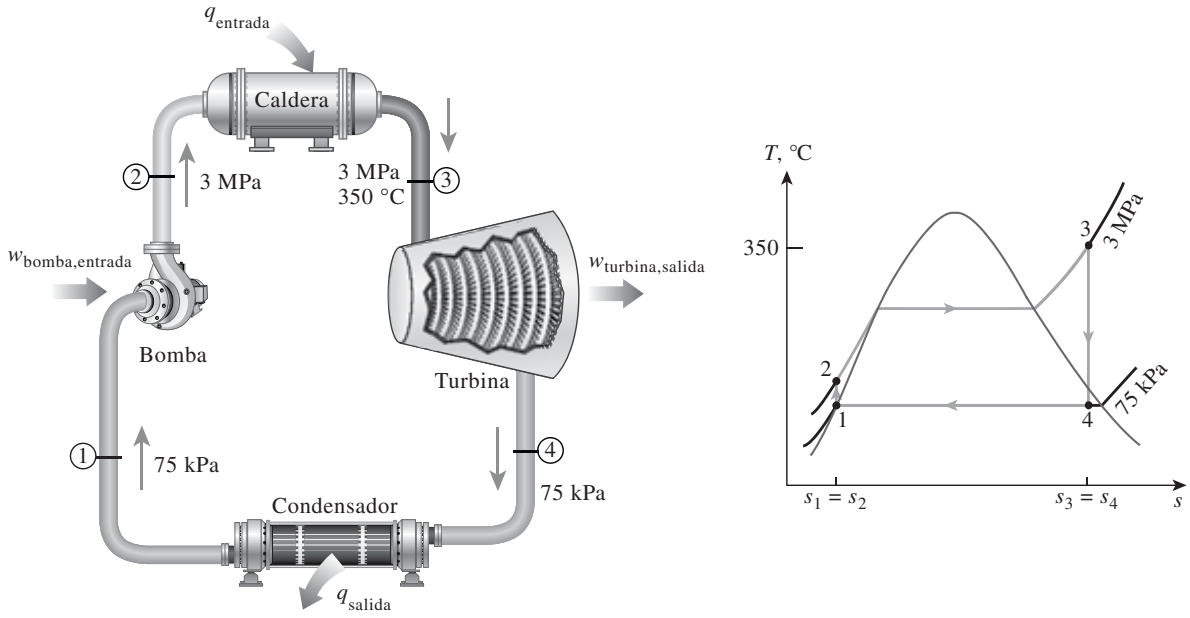


Figura 10-3
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 10-1.

Primero se determinan las entalpías en varios puntos del ciclo, utilizando los datos de las tablas de vapor (tablas A-4, A-5 y A-6):

Estado 1: $P_1 = 75$ kPa, Líquido saturado $\Rightarrow$ $h_1 = h_{f\ a\ 75\ kPa} = 384.44$ kJ/kg, $v_1 = v_{f\ a\ 75\ kPa} = 0.001037\ m^3/kg$

Estado 2: $P_2 = 3$ MPa, $s_2 = s_1$

$$w_{bomba,entrada} = v_1(P_2 - P_1) = (0.001037\ m^3/kg)[(3\,000 - 75)\ kPa]\left(\frac{1\ kJ}{1\ kPa \cdot m^3}\right)$$

$$= 3.03\ kJ/kg$$

$$h_2 = h_1 + w_{bomba,entrada} = (384.44 + 3.03)\ kJ/kg = 387.47\ kJ/kg$$

Estado 3: $P_3 = 3$ MPa, $T_3 = 350$ °C $\Rightarrow$ $h_3 = 3\,116.1$ kJ/kg, $s_3 = 6.7450$ kJ/kg · K

Estado 4: $P_4 = 75$ kPa (mezcla saturada)

$$s_4 = s_3$$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7450 - 1.2132}{6.2426} = 0.8861$$

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 384.44 + 0.8861(2\,278.0) = 2\,403.0\ kJ/kg$$

Por lo tanto,

$$q_{entrada} = h_3 - h_2 = (3\,116.1 - 387.47)\ kJ/kg = 2\,728.6\ kJ/kg$$

$$q_{salida} = h_4 - h_1 = (2\,403.0 - 384.44)\ kJ/kg = 2\,018.6\ kJ/kg$$

y

$$\eta_{tér} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{2\,018.6\ kJ/kg}{2\,728.6\ kJ/kg} = \mathbf{0.260\ o\ 26.0\%}$$

La eficiencia térmica también podría determinarse a partir de

$$w_{\text{turbina,salida}} = h_3 - h_4 = (3\,116.1 - 2\,403.0)\ \text{kJ/kg} = 713.1\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{neto}} = w_{\text{turbina,salida}} - w_{\text{bomba,entrada}} = (713.1 - 3.03)\ \text{kJ/kg} = 710.1\ \text{kJ/kg}$$

o

$$w_{\text{neto}} = q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}} = (2\,728.6 - 2\,018.6)\ \text{kJ/kg} = 710.0\ \text{kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{710.0\ \text{kJ/kg}}{2\,728.6\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.260\ o\ 26.0\%}$$

Es decir, esta central eléctrica convierte en trabajo neto 26 por ciento del calor que recibe de la caldera. Una central eléctrica real que opera entre los mismos límites de temperatura y presión tendrá una eficiencia menor debido a irreversibilidades como la fricción.

Comentario Observe que la relación de trabajo de retroceso ($r_{\text{bw}} = w_{\text{entrada}}/w_{\text{salida}}$) de esta central eléctrica es 0.004, por lo tanto sólo se requiere 0.4 por ciento de la salida de trabajo de la turbina para operar la bomba. Tener relaciones de trabajo de retroceso bajas es característico de los ciclos de potencia de vapor, lo cual contrasta con los de potencia de gas que por lo general incluyen relaciones de trabajo de retroceso muy altas (entre 40 y 80 por ciento).

También es interesante observar la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura

$$\eta_{\text{tér,Carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{mín}}}{T_{\text{máx}}} = 1 - \frac{(91.76 + 273)\ \text{K}}{(350 + 273)\ \text{K}} = 0.415$$

La diferencia entre las dos eficiencias se debe a la gran irreversibilidad externa en el ciclo Rankine causada por la mayor diferencia de temperatura entre el vapor y los gases de combustión en la caldera.

10-3 ▪ Desviación de los ciclos de potencia de vapor reales respecto de los idealizados

El ciclo real de potencia de vapor difiere del ciclo Rankine ideal, como se ilustra en la figura 10-4*a*), como resultado de las irreversibilidades en diversos componentes. La fricción del fluido y las pérdidas de calor hacia los alrededores son las dos fuentes más comunes de irreversibilidades.

La *fricción del fluido* ocasiona caídas de presión en la caldera, el condensador y las tuberías entre diversos componentes. Como resultado, el vapor sale de la caldera a una presión un poco menor. Además, la presión en la entrada de la turbina es un poco más baja que la de la salida de la caldera, debido a la caída de presión en los tubos conectores. La caída de presión en el condensador por lo general es muy pequeña. Para compensar todas estas caídas de presión, el agua debe bombearse a una presión más alta que la que tiene el ciclo ideal. Esto requiere una bomba más grande y una mayor entrada de trabajo a la bomba.

Otra fuente importante de irreversibilidad es la *pérdida de calor* del vapor hacia los alrededores cuando este fluido circula por varios componentes. Para mantener el mismo nivel de salida neta de trabajo, es necesario transferir más

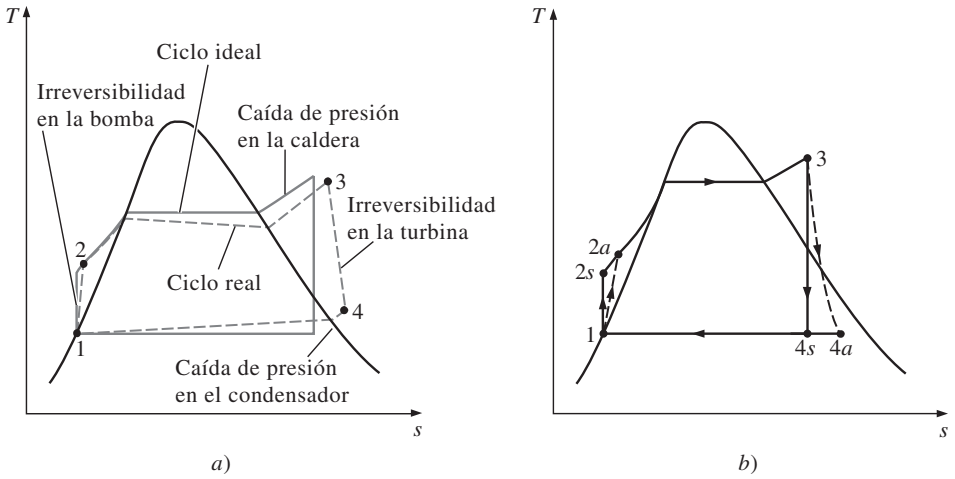


Figura 10-4

a) Desviación del ciclo real de potencia de vapor respecto del ciclo Rankine ideal.
b) Efecto de las irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo Rankine ideal.

calor hacia el vapor en la caldera para compensar estas pérdidas de calor indeseables. Como consecuencia, la eficiencia del ciclo disminuye.

Las irreversibilidades que suceden dentro de la bomba y la turbina son especialmente importantes. Una bomba requiere una entrada de trabajo mayor y una turbina produce una salida de trabajo más pequeña como consecuencia de las irreversibilidades. Bajo condiciones ideales, el flujo a través de estos dispositivos es isentrópico. La desviación existente entre bombas y turbinas reales respecto de las isentrópicas puede ser tomada en cuenta utilizando *eficiencias isentrópicas*, definidas como

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \tag{10-10}$$

y

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \tag{10-11}$$

donde los estados 2*a* y 4*a* son los estados reales de salida de la bomba y de la turbina, respectivamente, mientras que 2*s* y 4*s* son los estados correspondientes para el caso isentrópico (figura 10-4*b*).

También es necesario considerar otros factores en el análisis de los ciclos reales de potencia. En los condensadores reales, por ejemplo, el líquido suele subenfriarse para evitar el inicio de la *cavitación*, la rápida evaporación y condensación del fluido en el lado de baja presión del impulsor de la bomba, lo cual puede dañarla. Hay pérdidas adicionales en los cojinetes ubicados entre las partes móviles como consecuencia de la fricción. El vapor que se fuga durante el ciclo y el aire que ingresa al condensador representan otras dos fuentes de pérdida. Finalmente, la potencia consumida por equipos auxiliares, como los ventiladores que suministran aire al horno, también deben considerarse en la evaluación del desempeño de las centrales eléctricas reales.

El efecto de las irreversibilidades en la eficiencia térmica de un ciclo de potencia de vapor se ilustra en el siguiente ejemplo.

EJEMPLO 10-2 Un ciclo de potencia de vapor real

Una central eléctrica de vapor opera en el ciclo que se muestra en la figura 10-5. Si las eficiencias isentrópicas de la turbina y la bomba son de 87 por ciento y de 85 por ciento, respectivamente, determine *a*) la eficiencia térmica del ciclo y *b*) la salida de potencia neta de la central para un flujo másico de 15 kg/s.

Solución Se considera un ciclo de potencia de vapor con eficiencias especificadas para la bomba y la turbina. Se determinarán la eficiencia térmica del ciclo y la salida de potencia neta.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El esquema de la central y el diagrama *T-s* del ciclo se muestra en la figura 10-5. Las temperaturas y presiones del vapor en diversos puntos también se indican en la figura. Observe que la central eléctrica incluye componentes de flujo estacionario y opera con base en el ciclo Rankine, pero se han tomado en cuenta las imperfecciones de varios componentes.

a) La eficiencia térmica de un ciclo es la relación entre la salida neta de trabajo y la entrada de calor, y se determina como:

Entrada de trabajo a la bomba:

$$w_{\text{bomba,entrada}} = \frac{w_{s,\text{bomba,entrada}}}{\eta_p} = \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_p}$$

$$= \frac{(0.001009\ \text{m}^3/\text{kg})[(16\,000 - 9)\ \text{kPa}]}{0.85}\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 19.0\ \text{kJ/kg}$$

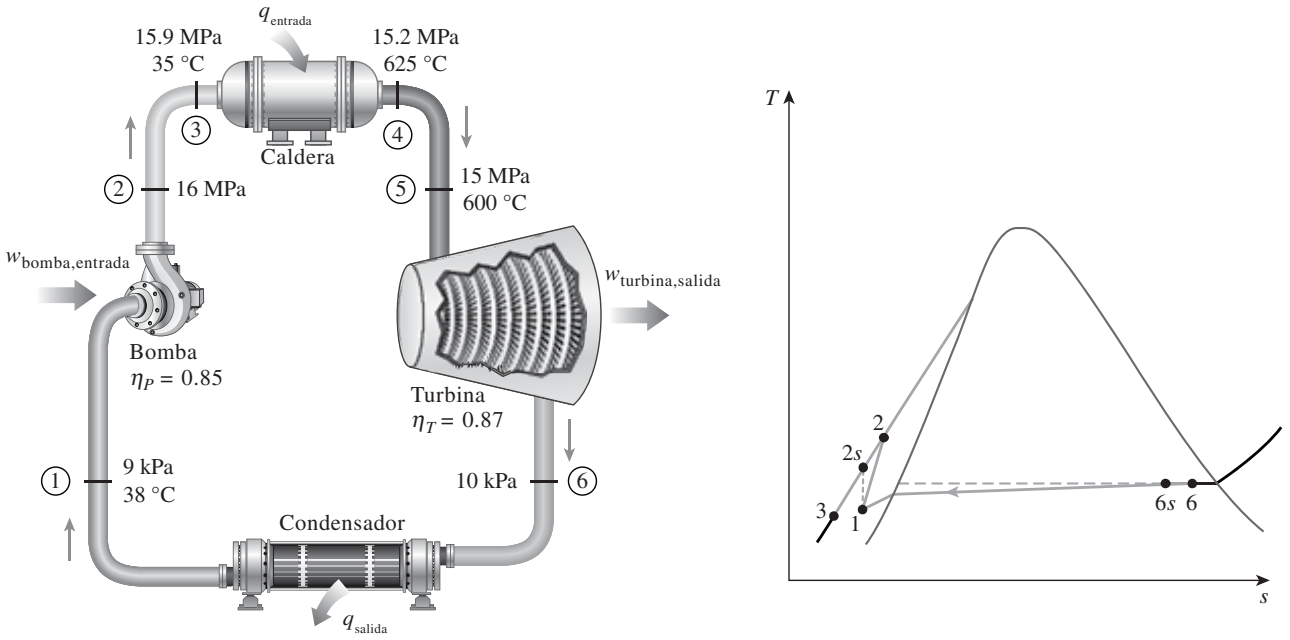


Figura 10-5
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 10-2.

Salida de trabajo de la turbina:

$$w_{\text{turbina,salida}} = \eta_T w_{s,\text{turbina,salida}}$$
$$= \eta_T(h_5 - h_{6s}) = 0.87(3\,583.1 - 2\,115.3)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 1\,277.0\ \text{kJ/kg}$$

Entrada de calor a la caldera:

$$q_{\text{entrada}} = h_4 - h_3 = (3\,647.6 - 160.1)\ \text{kJ/kg} = 3\,487.5\ \text{kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$w_{\text{neto}} = w_{\text{turbina,salida}} - w_{\text{bomba,entrada}} = (1\,277.0 - 19.0)\ \text{kJ/kg} = 1\,258.0\ \text{kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{1\,258.0\ \text{kJ/kg}}{3\,487.5\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.361}\ \text{o}\ \mathbf{36.1\%}$$

b) La potencia producida por esta central eléctrica es

$$\dot{W}_{\text{neto}} = \dot{m}\, w_{\text{neto}} = (15\ \text{kg/s})(1\,258.0\ \text{kJ/kg}) = \mathbf{18.9\ MW}$$

Comentario Sin las irreversibilidades, la eficiencia térmica de este ciclo sería de 43.0 por ciento (véase el ejemplo 10-3*c*).

10-4 ▪ ¿Cómo incrementar la eficiencia del ciclo Rankine?

Las centrales eléctricas de vapor son responsables de producir la mayor parte de la energía eléctrica del mundo, e incluso pequeños incrementos en la eficiencia térmica pueden significar grandes ahorros en los requerimientos de combustible. En consecuencia, es válido cualquier esfuerzo para mejorar la eficiencia del ciclo con que operan las centrales eléctricas de vapor.

La idea básica detrás de todas las modificaciones para incrementar la eficiencia térmica de un ciclo de potencia es la misma: *incrementar la temperatura promedio a la que el calor se transfiere al fluido de trabajo en la caldera, o disminuir la temperatura promedio a la que el calor se rechaza del fluido de trabajo en el condensador*. Es decir, la temperatura promedio del fluido debe ser lo más alta posible durante la adición de calor y lo más baja posible durante el rechazo de calor. A continuación se analizan tres maneras de lograr esto en el ciclo Rankine ideal simple.

Reducción de la presión del condensador (*reducción de* $T_{\text{baja,prom}}$)

El agua existe como un vapor húmedo en el condensador a la temperatura de saturación correspondiente a la presión dentro del condensador. Por consiguiente, la reducción de la presión de operación del condensador reduce automáticamente la temperatura del vapor, y por lo tanto la temperatura a la cual el calor es rechazado.

El efecto de la reducción de la presión del condensador en la eficiencia del ciclo Rankine se ilustra en un diagrama *T-s* en la figura 10-6. Con propósitos comparativos, el estado a la entrada de la turbina se mantiene igual. El área sombreada en este diagrama representa el aumento en la salida neta de trabajo debido a la disminución de la presión del condensador desde P_4 hasta P'_4. Los requerimientos de entrada de calor también aumentan (representados por el área bajo la curva 2′-2), pero este incremento es muy pequeño. Por lo tanto, el efecto total de reducir la presión del condensador es un aumento en la eficiencia térmica del ciclo.

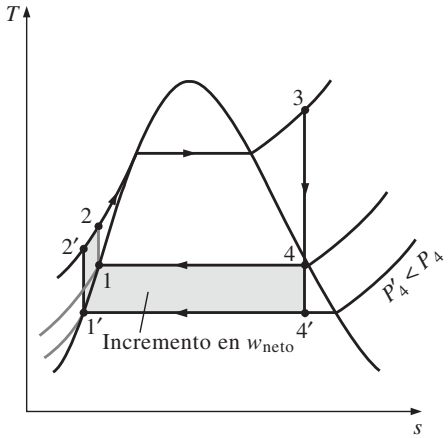


Figura 10-6
Efecto que causa reducir la presión del condensador en el ciclo Rankine ideal.

Para aprovechar el aumento de eficiencia a bajas presiones, los condensadores de las centrales eléctricas de vapor suelen operar muy por debajo de la presión atmosférica. Esto no representa un problema mayor porque los ciclos de potencia de vapor operan en un circuito cerrado. Sin embargo, hay un límite inferior a utilizar para la presión del condensador, límite que no puede ser menor a la presión de saturación correspondiente a la temperatura del medio de enfriamiento. Considere, por ejemplo, un condensador que se enfría mediante un río cercano que está a 15 °C. Si se permite una diferencia de temperatura de 10 °C para la transferencia efectiva de calor, la temperatura del vapor en el condensador debe estar arriba de 25 °C, por lo tanto la presión del condensador debe ser mayor a 3.2 kPa, que es la presión de saturación a 25 °C.

Sin embargo, la reducción de la presión del condensador no deja de tener efectos colaterales. Por un lado crea la posibilidad de las filtraciones de aire dentro del condensador; y más importante aún es el incremento del contenido de humedad del vapor en las etapas finales de la turbina, como puede verse en la figura 10-6. La presencia de grandes cantidades de humedad es indeseable en las turbinas, porque disminuye su eficiencia y erosiona sus álabes. Afortunadamente, este problema se puede corregir, como se analiza posteriormente.

Sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas (*incremento de* $T_{\text{alta,prom}}$)

La temperatura promedio a la que el calor es transferido hacia el vapor puede ser incrementada sin aumentar la presión de la caldera, gracias al sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas. El efecto del sobrecalentamiento en el desempeño de los ciclos de potencia de vapor se ilustra en un diagrama *T-s* en la figura 10-7. El área sombreada en este diagrama representa el aumento en el trabajo neto, mientras que el área total bajo la curva del proceso 3-3′ representa el aumento en la entrada de calor. De este modo, tanto el trabajo neto como la entrada de calor aumentan como resultado del sobrecalentamiento del vapor a una temperatura más alta. Sin embargo, el efecto total es un incremento en la eficiencia térmica, porque aumenta la temperatura promedio a la cual se añade calor.

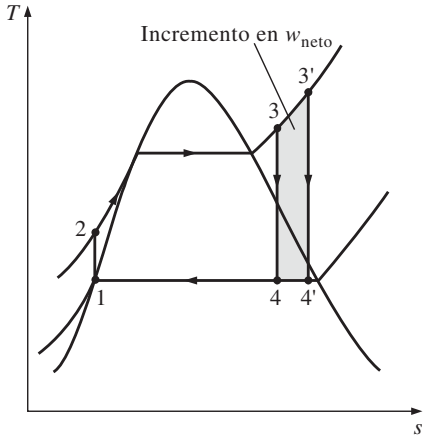


Figura 10-7

Efecto que provoca sobrecalentar el vapor hasta temperaturas elevadas en el ciclo Rankine ideal.

El sobrecalentamiento del vapor a temperaturas más altas tiene otro efecto muy conveniente: disminuye el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina, como se observa en el diagrama *T-s* (la calidad del estado 4′ es más alta que la del estado 4).

Sin embargo, la temperatura a la que el vapor se sobrecalienta está limitada debido a consideraciones metalúrgicas. En la actualidad la temperatura de vapor más alta permisible en la entrada de la turbina es de aproximadamente 620 °C (1 150 °F). Cualquier incremento en este valor depende del mejoramiento de los materiales actuales o del descubrimiento de otros nuevos que puedan soportar temperaturas más altas. Las cerámicas son muy promisorias en este aspecto.

Incremento de la presión de la caldera (*incremento de* $T_{\text{alta,prom}}$)

Otra manera de incrementar la temperatura promedio durante el proceso de adición de calor es aumentar la presión de operación de la caldera, lo cual eleva automáticamente la temperatura a la que sucede la ebullición. Esto a su vez eleva la temperatura promedio a la cual se transfiere calor al vapor y de ese modo incrementa la eficiencia térmica del ciclo.

El efecto de aumentar la presión de la caldera en el desempeño de los ciclos de potencia de vapor se ilustra en un diagrama *T-s* en la figura 10-8.

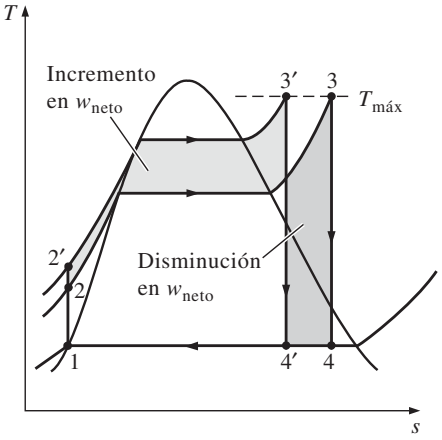


Figura 10-8

Efecto que produce incrementar la presión de la caldera en el ciclo Rankine ideal.

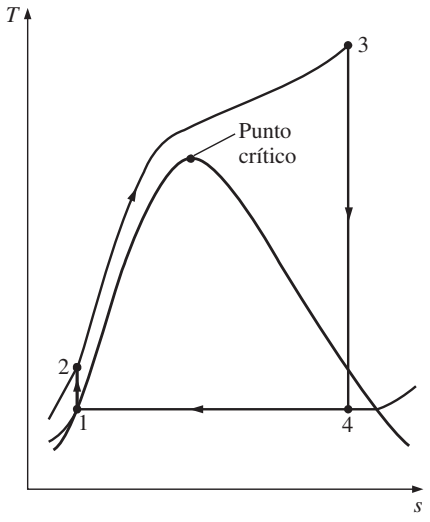


Figura 10-9
Un ciclo Rankine supercrítico.

Observe que para una temperatura de entrada fija en la turbina, el ciclo se corre a la izquierda y aumenta el contenido de humedad del vapor en la salida de la turbina. Sin embargo, este efecto colateral indeseable puede corregirse al recalentar el vapor, como se analiza en la siguiente sección.

Las presiones de operación de las calderas se han incrementado en forma gradual a lo largo de los años desde 2.7 MPa (400 psia) en 1922, hasta más de 30 MPa (4 500 psia) en la actualidad, generando el suficiente vapor para producir una salida neta de potencia de 1 000 MW o más en una central eléctrica grande de vapor. Actualmente muchas de estas modernas centrales operan a presiones supercríticas (P > 22.06 MPa) y tienen eficiencias térmicas de 40 por ciento en el caso de centrales que funcionan con combustibles fósiles y de 34 por ciento para las nucleoeléctricas. En Estados Unidos operan más de 150 centrales eléctricas de vapor de presión supercrítica. Las menores eficiencias de las nucleoeléctricas se deben a las inferiores temperaturas máximas utilizadas en esas centrales por razones de seguridad. El diagrama *T-s* del ciclo Rankine supercrítico se presenta en la figura 10-9.

Los efectos de reducir la presión del condensador, sobrecalentar a una temperatura más elevada e incrementar la presión de la caldera en la eficiencia térmica del ciclo Rankine se ilustran a continuación con un ejemplo.

EJEMPLO 10-3 Efecto de la presión y la temperatura de la caldera sobre la eficiencia

Considere una central eléctrica de vapor que opera con el ciclo Rankine ideal. El vapor entra a la turbina a 3 MPa y 350 °C y se condensa en el condensador a una presión de 10 kPa. Determine *a*) la eficiencia térmica de esta central eléctrica, *b*) la eficiencia térmica si el vapor se sobrecalienta a 600 °C en lugar de 350 °C, *c*) la eficiencia térmica si la presión de la caldera se eleva a 15 MPa mientras la temperatura de entrada de la turbina se mantiene en 600 °C.

Solución Se considera una central eléctrica de vapor que opera con el ciclo Rankine ideal. Se determinarán los efectos que produce sobrecalentar el vapor a una temperatura más elevada e incrementar la presión de la caldera sobre la eficiencia térmica.

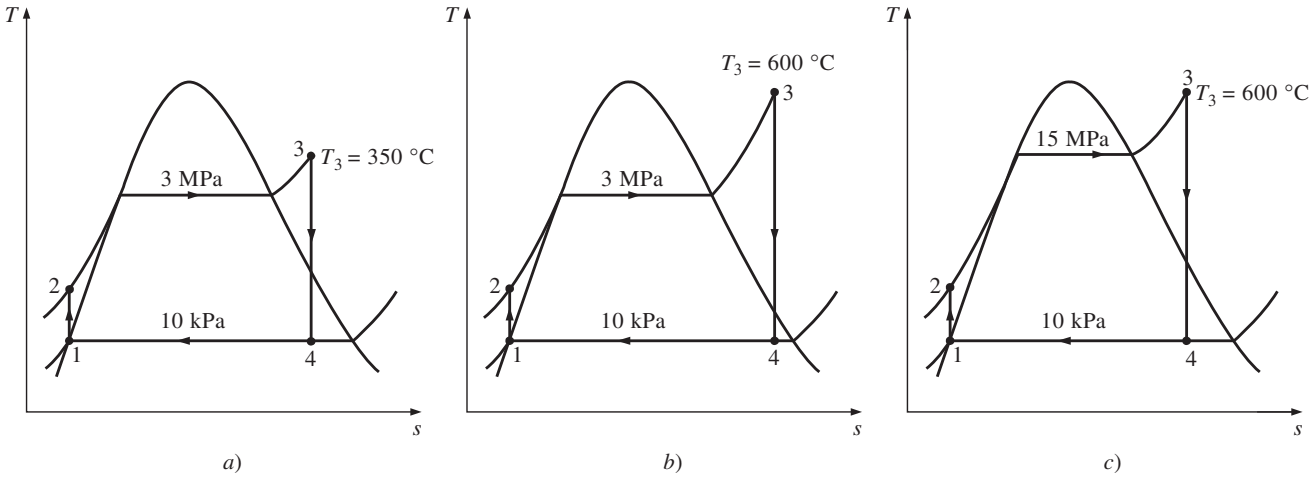


Figura 10-10
Diagramas *T-s* de los tres ciclos estudiados en el ejemplo 10-3.

Análisis Los diagramas *T-s* del ciclo para los tres casos se presentan en la figura 10-10.

a) Ésta es la central eléctrica de vapor analizada en el ejemplo 10-1, excepto que la presión del condensador se ha reducido a 10 kPa. La eficiencia térmica se determina de manera similar:

Estado 1: $P_1 = 10\ \text{kPa}$, Líquido saturado $\Rightarrow$ $h_1 = h_{f\ \text{a}\ 10\ \text{kPa}} = 191.81\ \text{kJ/kg}$, $v_1 = v_{f\ \text{a}\ 10\ \text{kPa}} = 0.00101\ \text{m}^3/\text{kg}$

Estado 2: $P_2 = 3\ \text{MPa}$, $s_2 = s_1$

$$w_{\text{bomba,entrada}} = v_1(P_2 - P_1) = (0.00101\ \text{m}^3/\text{kg})[(3\,000 - 10)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 3.02\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{bomba,entrada}} = (191.81 + 3.02)\ \text{kJ/kg} = 194.83\ \text{kJ/kg}$$

Estado 3: $P_3 = 3\ \text{MPa}$, $T_3 = 350\ ^\circ\text{C}$ $\Rightarrow$ $h_3 = 3\,116.1\ \text{kJ/kg}$, $s_3 = 6.7450\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$

Estado 4: $P_4 = 10\ \text{kPa}$ (mezcla saturada), $s_4 = s_3$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7450 - 0.6492}{7.4996} = 0.8128$$

Por lo tanto,

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 191.81 + 0.8128(2\,392.1) = 2\,136.1\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = (3\,116.1 - 194.83)\ \text{kJ/kg} = 2\,921.3\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = (2\,136.1 - 191.81)\ \text{kJ/kg} = 1\,944.3\ \text{kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{1\,944.3\ \text{kJ/kg}}{2\,921.3\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.334}\ \text{o}\ \mathbf{33.4\%}$$

En consecuencia, la eficiencia térmica aumenta de 26.0 a 33.4 por ciento como resultado de disminuir la presión del condensador de 75 a 10 kPa. Sin embargo, al mismo tiempo la calidad del vapor disminuye de 88.6 a 81.3 por ciento (en otras palabras, el contenido de humedad aumenta de 11.4 a 18.7 por ciento).

b) Los estados 1 y 2 permanecen iguales en este caso, mientras las entalpías en el estado 3 (3 MPa y 600 °C) y en el estado 4 (10 kPa y $s_4 = s_3$) se determinan como

$$h_3 = 3\,682.8\ \text{kJ/kg}$$

$$h_4 = 2\,380.3\ \text{kJ/kg} \quad (x_4 = 0.915)$$

De modo que,

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = 3\,682.8 - 194.83 = 3\,488.0\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = 2\,380.3 - 191.81 = 2\,188.5\ \text{kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{2\,188.5\ \text{kJ/kg}}{3\,488.0\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.373}\ \text{o}\ \mathbf{37.3\%}$$

Por lo tanto, la eficiencia térmica aumenta de 33.4 a 37.3 por ciento como resultado de sobrecalentar el vapor de 350 a 600 °C. Al mismo tiempo, la calidad del vapor aumenta de 81.3 a 91.5 por ciento (en otras palabras, el contenido de humedad desciende de 18.7 a 8.5 por ciento).

c) El estado 1 permanece igual en este caso, aunque los otros estados cambien. Las entalpías en los estados 2 (15 MPa y $s_2 = s_1$), 3 (15 MPa y 600 °C) y 4 (10 kPa y $s_4 = s_3$) se determinan de manera similar como

$$h_2 = 206.95 \text{ kJ/kg}$$
$$h_3 = 3\,583.1 \text{ kJ/kg}$$
$$h_4 = 2\,115.3 \text{ kJ/kg} \qquad (x_4 = 0.804)$$

Por lo tanto,

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = 3\,583.1 - 206.95 = 3\,376.2 \text{ kJ/kg}$$
$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = 2\,115.3 - 191.81 = 1\,923.5 \text{ kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{1\,923.5 \text{ kJ/kg}}{3\,376.2 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.430 \text{ o } 43.0\%}$$

Comentario La eficiencia térmica aumenta de 37.3 a 43.0 por ciento como consecuencia de elevar la presión de la caldera de 3 a 15 MPa mientras se mantiene en 600 °C la temperatura a la entrada de la turbina. Sin embargo, al mismo tiempo la calidad del vapor disminuye de 91.5 a 80.4 por ciento (en otras palabras, el contenido de humedad aumenta de 8.5 a 19.6 por ciento).

10-5 ▪ El ciclo Rankine ideal con recalentamiento

En la última sección se mencionó que el aumento en la presión de la caldera incrementa la eficiencia térmica del ciclo Rankine, pero que también incrementa el contenido de humedad del vapor a niveles inaceptables. Entonces, es natural formular la siguiente pregunta:

¿Cómo podemos aprovechar las mayores eficiencias a presiones más altas de la caldera sin tener que enfrentar el problema de humedad excesiva en las etapas finales de la turbina?

Se puede pensar en dos posibilidades:

1. Sobrecalentar el vapor a temperaturas muy altas antes de que entre a la turbina. Ésta sería la solución deseable porque la temperatura promedio a la que se añade calor también se incrementaría, lo cual aumentaría la eficiencia del ciclo. Sin embargo, no es una solución viable ya que requiere elevar la temperatura del vapor hasta niveles metalúrgicamente inseguros.

2. Expandir el vapor en la turbina en dos etapas y recalentarlo entre ellas. En otras palabras, modificar el ciclo Rankine ideal simple con un proceso de **recalentamiento**. El recalentamiento es una solución práctica al problema de humedad excesiva en turbinas y es comúnmente utilizada en modernas centrales eléctricas de vapor.

El diagrama *T-s* del ciclo Rankine ideal con recalentamiento y el esquema de la central eléctrica que opera en este ciclo se muestran en la figura 10-11. El ciclo Rankine ideal con recalentamiento difiere del ciclo Rankine ideal simple en que el proceso de expansión sucede en dos etapas. En la primera (la tur-

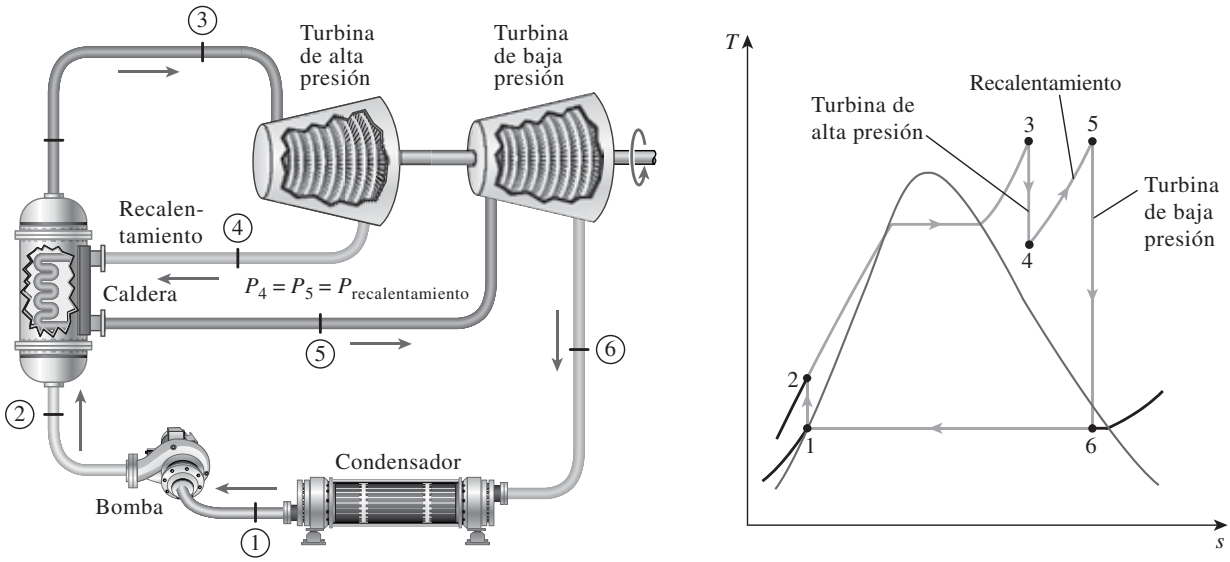


Figura 10-11
El ciclo Rankine ideal con recalentamiento.

bina de alta presión), el vapor se expande isentrópicamente hasta una presión intermedia y regresa a la caldera donde se recalienta a presión constante, por lo general hasta la temperatura de entrada de la turbina de la primera etapa. Después, el vapor se expande isentrópicamente en la segunda etapa (turbina de baja presión) hasta la presión del condensador. De modo que la entrada de calor total y la salida total de trabajo de la turbina en un ciclo de recalentamiento vienen a ser

$$q_{\text{entrada}} = q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \qquad \textbf{(10-12)}$$

y

$$w_{\text{turbina,salida}} = w_{\text{turbina,I}} + w_{\text{turbina,II}} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \qquad \textbf{(10-13)}$$

La incorporación de un recalentamiento simple en una central eléctrica moderna mejora la eficiencia del ciclo en 4 o 5 por ciento, ya que se incrementa la temperatura promedio a la cual el calor se transfiere al vapor.

La temperatura promedio durante el proceso de recalentamiento puede incrementarse aumentando el número de etapas de expansión y recalentamiento. Cuando se hace esto, los procesos de expansión y recalentamiento se acercan a un proceso isotérmico a la temperatura máxima, como se muestra en la figura 10-12. Sin embargo, el uso de más de dos etapas de recalentamiento no es práctico. El mejoramiento teórico en la eficiencia debido al segundo recalentamiento es cercano a la mitad del mejoramiento debido a un solo recalentamiento. Si la presión de entrada de la turbina no es lo suficientemente alta, el doble recalentamiento resulta en un escape sobrecalentado. Esto es indeseable porque causaría que la temperatura promedio para el rechazo de calor aumente y de esta manera la eficiencia del ciclo disminuya. Por lo tanto, el doble recalentamiento se utiliza solamente en centrales eléctricas de presión supercrítica ($P > 22.06$ MPa). Una tercera etapa de recalentamiento incrementa la eficiencia del ciclo en casi la mitad de la mejora alcanzada por el segundo recalentamiento. Esta ganancia es tan pequeña que no justifica el costo y la complejidad adicionales.

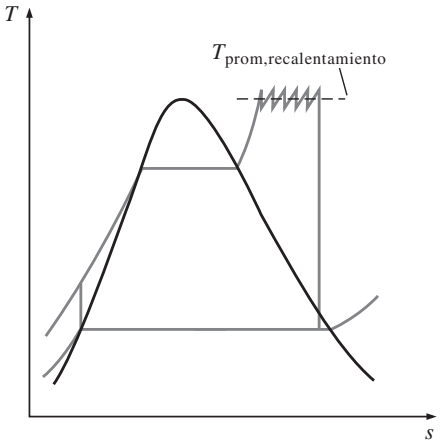


Figura 10-12
La temperatura promedio a la que se transfiere el calor durante el recalentamiento aumenta cuando se incrementa el número de etapas de recalentamiento.

El ciclo de recalentamiento fue introducido a mediados de la década de 1920, pero fue abandonado en los años de 1930 debido a las dificultades operacionales. Con el tiempo, al final de los años de 1940 el aumento constante en las presiones de la caldera hizo necesario reintroducir un solo recalentamiento, así como el doble recalentamiento a principios de la década de 1950.

Las temperaturas de recalentamiento son muy cercanas o iguales a la temperatura de entrada a la turbina. La presión de recalentamiento óptima se acerca a un cuarto de la presión máxima del ciclo. Por ejemplo, la presión óptima de recalentamiento para un ciclo con una presión de caldera de 12 MPa es aproximadamente de 3 MPa.

Recuerde que el único propósito del ciclo de recalentamiento es reducir el contenido de humedad del vapor en las etapas finales del proceso de expansión. Si se contara con materiales que soportaran temperaturas suficientemente altas, no habría necesidad del ciclo de recalentamiento.

EJEMPLO 10-4 El ciclo Rankine ideal con recalentamiento

Considere una central eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal con recalentamiento. El vapor entra a la turbina de alta presión a 15 MPa y 600 °C y se condensa a una presión de 10 kPa. Si el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina de baja presión no excede 10.4 por ciento, determine *a*) la presión a la que el vapor se debe recalentar y *b*) la eficiencia térmica del ciclo. Suponga que el vapor se recalienta hasta la temperatura de entrada de la turbina de alta presión.

Solución Se tiene una central eléctrica de vapor que opera con el ciclo Rankine ideal con recalentamiento. Se determinarán la presión de recalentamiento y la eficiencia térmica para un contenido de humedad especificado a la salida de la turbina.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El esquema de la central y el diagrama *T-s* del ciclo se presentan en la figura 10-13. Se observa que la central opera en el ciclo Rankine ideal con recalentamiento, la turbina y la bomba son isentrópicas, no hay caídas de presión en la caldera ni en el condensador, y el vapor sale del condensador y entra a la bomba como líquido saturado a la presión del condensador.

a) La presión de recalentamiento se determina a partir del requerimiento de que las entropías en los estados 5 y 6 sean las mismas:

Estado 6: $P_6 = 10\ \text{kPa}$

$x_6 = 0.896 \quad (\text{vapor húmedo})$

$s_6 = s_f + x_6 s_{fg} = 0.6492 + 0.896(7.4996) = 7.3688\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$

Además,

$$h_6 = h_f + x_6 h_{fg} = 191.81 + 0.896(2\,392.1) = 2\,335.1\ \text{kJ/kg}$$

De modo que,

Estado 5: $T_5 = 600\ °\text{C}$, $s_5 = s_6$ $\Rightarrow$ $P_5 = \mathbf{4.0\ MPa}$, $h_5 = 3\,674.9\ \text{kJ/kg}$

Por lo tanto, el vapor debe recalentarse a una presión de 4 MPa o menor para evitar un contenido de humedad superior a 10.4 por ciento.

b) Para determinar la eficiencia térmica, es necesario saber las entalpías en todos los demás estados:

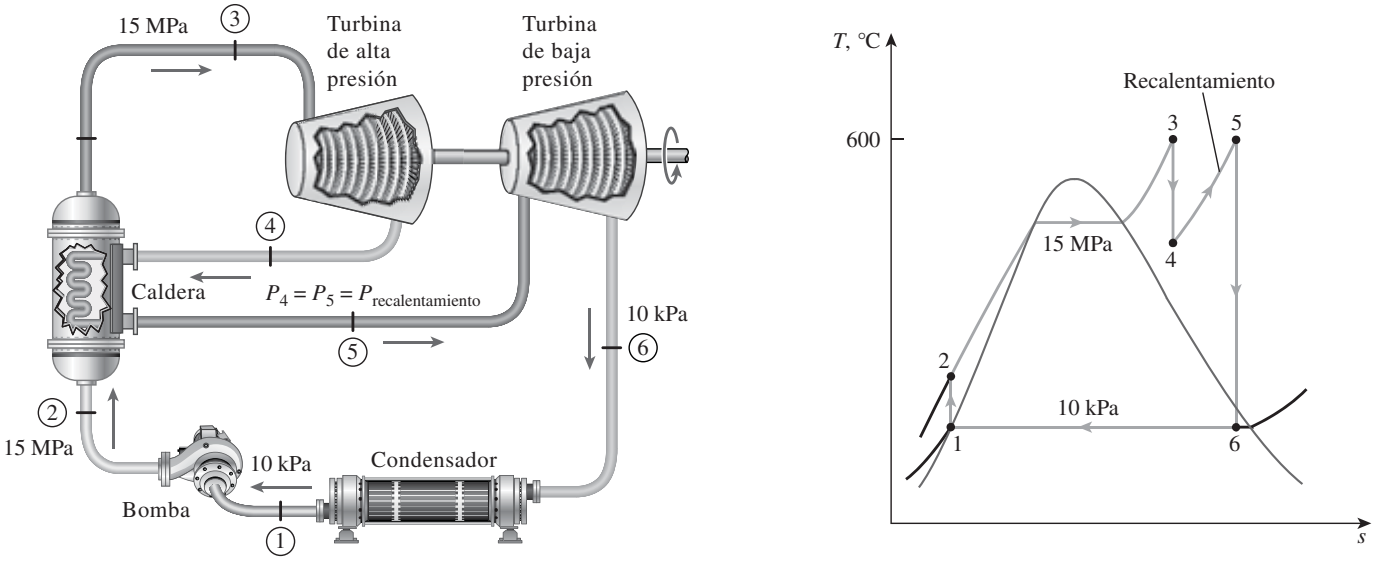


Figura 10-13
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 10-4.

Estado 1: $P_1 = 10$ kPa, líquido saturado $\Rightarrow$ $h_1 = h_{f\ \text{a 10 kPa}} = 191.81$ kJ/kg, $v_1 = v_{f\ \text{a 10 kPa}} = 0.00101\ \text{m}^3/\text{kg}$

Estado 2: $P_2 = 15$ MPa

$$s_2 = s_1$$

$$w_{\text{bomba,entrada}} = v_1(P_2 - P_1) = (0.00101\ \text{m}^3/\text{kg}) \times [(15\,000 - 10)\text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = 15.14\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{bomba,entrada}} = (191.81 + 15.14)\ \text{kJ/kg} = 206.95\ \text{kJ/kg}$$

Estado 3: $P_3 = 15$ MPa, $T_3 = 600$ °C $\Rightarrow$ $h_3 = 3\,583.1$ kJ/kg, $s_3 = 6.6796$ kJ/kg · K

Estado 4: $P_4 = 4$ MPa, $s_4 = s_3$ $\Rightarrow$ $h_4 = 3\,155.0$ kJ/kg, $(T_4 = 375.5\ °\text{C})$

De modo que

$$q_{\text{entrada}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) = (3\,583.1 - 206.95)\ \text{kJ/kg} + (3\,674.9 - 3\,155.0)\ \text{kJ/kg} = 3\,896.1\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{\text{salida}} = h_6 - h_1 = (2\,335.1 - 191.81)\ \text{kJ/kg} = 2\,143.3\ \text{kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{2\,143.3 \text{ kJ/kg}}{3\,896.1 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.450} \text{ o } \mathbf{45.0\%}$$

Comentario Este problema fue resuelto en el ejemplo 10-3*c*) para los mismos límites de presión y temperatura, pero sin el proceso de recalentamiento. Una comparación de los dos resultados revela que el recalentamiento reduce el contenido de humedad de 19.6 a 10.4 por ciento mientras que incrementa la eficiencia térmica de 43.0 a 45.0 por ciento.

10-6 ▪ El ciclo Rankine ideal regenerativo

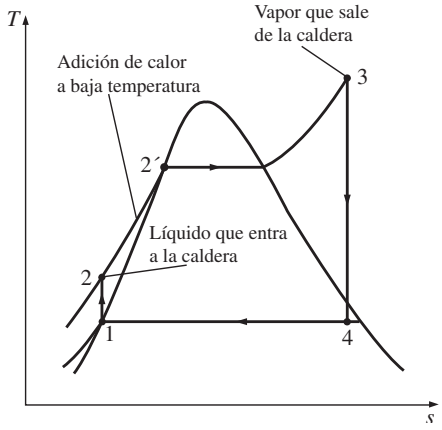


Figura 10-14

La primera parte del proceso de adición de calor en la caldera sucede a temperaturas relativamente bajas.

Un examen cuidadoso del diagrama *T-s* del ciclo Rankine dibujado en la figura 10-14 revela que el calor se transfiere al fluido de trabajo durante el proceso 2-2′ a una temperatura relativamente baja. Esto reduce la temperatura promedio a la que se añade el calor y por consiguiente la eficiencia del ciclo.

Para remediar esta deficiencia, busquemos la manera de elevar la temperatura del líquido que sale de la bomba (llamado *agua de alimentación*) antes de que entre a la caldera. Una posibilidad es transferir calor al agua de alimentación del vapor de expansión en un intercambiador de calor a contraflujo integrado a la turbina, esto es, utilizar **regeneración**. Sin embargo, esta solución es impráctica debido a que es difícil diseñar tal intercambiador de calor porque incrementaría el contenido de humedad del vapor en las etapas finales de la turbina.

Un proceso de regeneración práctico en las centrales eléctricas de vapor se logra con la extracción o "drenado" o "purga" del vapor de la turbina en diversos puntos. Este vapor, que podría producir más trabajo si se expandiera aún más en la turbina, se utiliza en cambio para calentar el agua de alimentación. El dispositivo donde el agua de alimentación se calienta mediante regeneración se llama **regenerador** o **calentador de agua de alimentación (CAA)**.

La regeneración no sólo mejora la eficiencia del ciclo, también proporciona un medio conveniente de desairear el agua de alimentación (al eliminar el aire que se filtra al condensador) para evitar la corrosión en la caldera. Asimismo, ayuda a controlar el gran flujo volumétrico del vapor en las etapas finales de la turbina (debido a los grandes volúmenes específicos a bajas presiones). Por consiguiente, la regeneración se utiliza en todas las centrales eléctricas de vapor modernas desde su introducción a principios de la década de 1920.

Un calentador del agua de alimentación es un intercambiador de calor donde éste se transfiere del vapor al agua de alimentación mediante la mezcla de ambos flujos de fluido (calentadores de agua de alimentación abiertos) o sin mezclarlos (calentadores de agua de alimentación cerrados). La regeneración con ambos tipos de calentadores de agua de alimentación se estudia a continuación.

Calentadores abiertos de agua de alimentación

Un **calentador abierto de agua de alimentación** (o **de contacto directo**) es básicamente una *cámara de mezclado* en la que el vapor extraído de la turbina se mezcla con el agua de alimentación que sale de la bomba. Idealmente, la mezcla sale del calentador como líquido saturado a la presión del calentador. El esquema de la central eléctrica de vapor con un calentador abierto de agua de alimentación (denominado también *ciclo regenerativo de una sola etapa*) y el diagrama *T-s* del ciclo se muestran en la figura 10-15.

En un ciclo Rankine ideal regenerativo, el vapor entra a la turbina a la presión de la caldera (estado 5) y se expande isentrópicamente hasta una presión intermedia (estado 6). Se extrae un poco de vapor en este estado y se envía al calentador de agua de alimentación, mientras el vapor restante continúa su expansión isentrópica hasta la presión del condensador (estado 7). Este vapor sale del condensador como líquido saturado a la presión del condensador (estado 1). El agua condensada, que también es llamada *agua de alimentación*, entra después a una bomba isentrópica, donde se comprime hasta la presión del calentador del agua de alimentación (estado 2) y se envía al calentador de agua de alimentación, donde se mezcla con el vapor extraído de la turbina. La fracción del vapor extraído es tal que la mezcla sale del calentador como líquido saturado a la presión del calentador (estado 3). Una segunda bomba eleva la presión del agua hasta la presión de la caldera (estado 4). El ciclo se completa con el calentamiento del agua en la caldera hasta el estado de entrada de la turbina (estado 5).

Al analizar centrales eléctricas de vapor es más conveniente trabajar con cantidades expresadas por unidad de masa del vapor que circula por la caldera. Por cada 1 kg de vapor que sale de la caldera, y kg se expanden de manera parcial en la turbina y se extraen en el estado 6. El resto $(1 - y)$ kg se expande por completo hasta la presión del condensador. Por consiguiente, los flujos másicos son diferentes en distintos componentes. Por ejemplo, si el flujo másico a través de la caldera es $\dot{m}$, será de $(1 - y)\dot{m}$ a través del condensador. Este aspecto del ciclo Rankine regenerativo debe considerarse en el análisis del ciclo así como en la interpretación de las áreas en el diagrama T-s. De acuerdo con la figura 10-15, el calor y las interacciones de trabajo de un ciclo Rankine regenerativo con un calentador de agua de alimentación pueden expresarse por unidad de masa de vapor que fluye a través de la caldera como:

$$q_{\text{entrada}} = h_5 - h_4 \tag{10-14}$$

$$q_{\text{salida}} = (1 - y)(h_7 - h_1) \tag{10-15}$$

$$w_{\text{turbina,salida}} = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7) \tag{10-16}$$

$$w_{\text{bomba,entrada}} = (1 - y)w_{\text{bomba I,entrada}} + w_{\text{bomba II,entrada}} \tag{10-17}$$

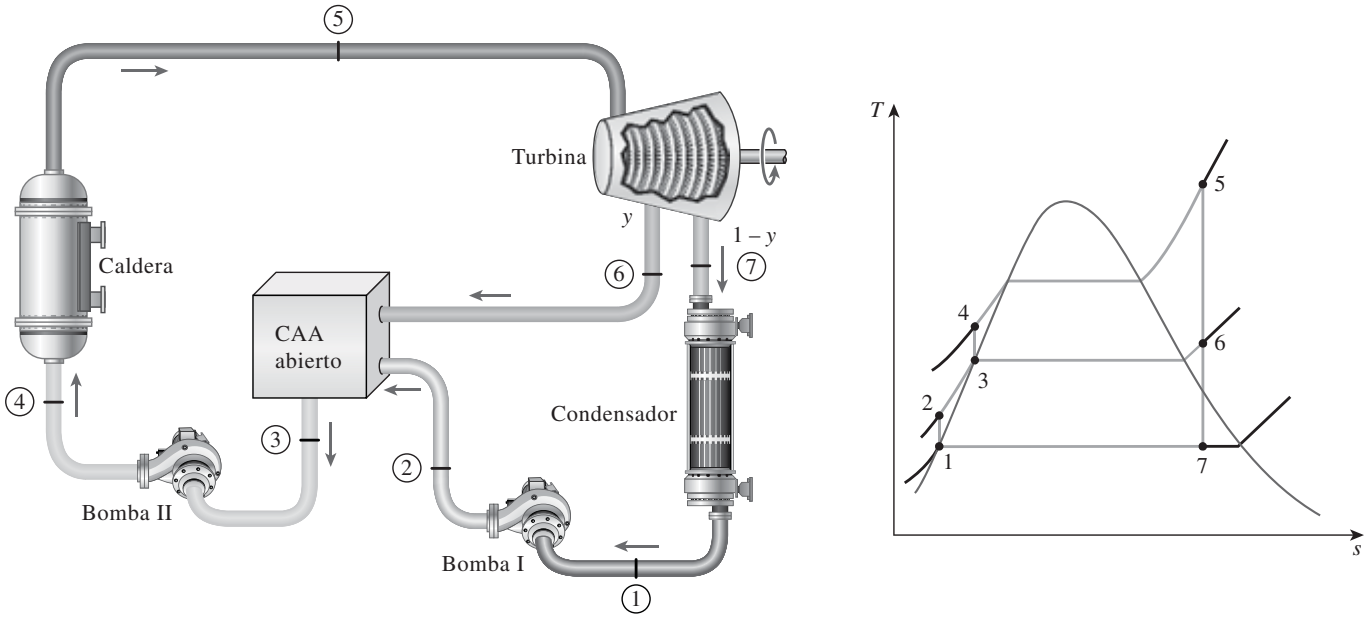


Figura 10-15
Ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación.

donde

$$y = \dot{m}_6/\dot{m}_5 \qquad \text{(fracción de vapor extraído)}$$

$$w_{\text{bomba I,entrada}} = v_1(P_2 - P_1)$$

$$w_{\text{bomba II,entrada}} = v_3(P_4 - P_3)$$

La eficiencia térmica del ciclo Rankine aumenta como resultado de la regeneración. Esto se debe a que la regeneración eleva la temperatura promedio a la que el calor se transfiere al vapor en la caldera aumentando la temperatura del agua antes de que entre a la caldera. La eficiencia del ciclo se incrementa aún más cuando aumenta el número de calentadores de agua de alimentación. Muchas grandes centrales que operan en la actualidad utilizan hasta ocho calentadores de agua de alimentación; el número óptimo se determina con base en consideraciones económicas. El uso de un calentador de agua de alimentación adicional no puede ser justificado a menos que ahorre más en relación con los costos del combustible que se gastó en su propio costo.

Calentadores cerrados de agua de alimentación

Otro tipo de calentador de agua de alimentación frecuentemente utilizado en las centrales eléctricas de vapor es el **calentador cerrado de agua de alimentación**, en el cual el calor se transfiere del vapor extraído hacia el agua de alimentación sin que suceda ninguna mezcla. Los dos flujos pueden estar a presiones diferentes, puesto que no se mezclan. El esquema de la central eléctrica de vapor con un calentador cerrado de agua de alimentación y el diagrama *T-s* del ciclo se muestran en la figura 10-16. En un calentador cerrado de agua de alimentación ideal el agua de alimentación se calienta hasta la temperatura de salida del vapor extraído, que idealmente sale del calentador como líquido saturado a la presión de extracción. En las centrales eléctricas reales, el agua de alimentación sale del calentador a una temperatura menor que la de salida del vapor extraído porque se requiere una diferencia de temperatura de al menos

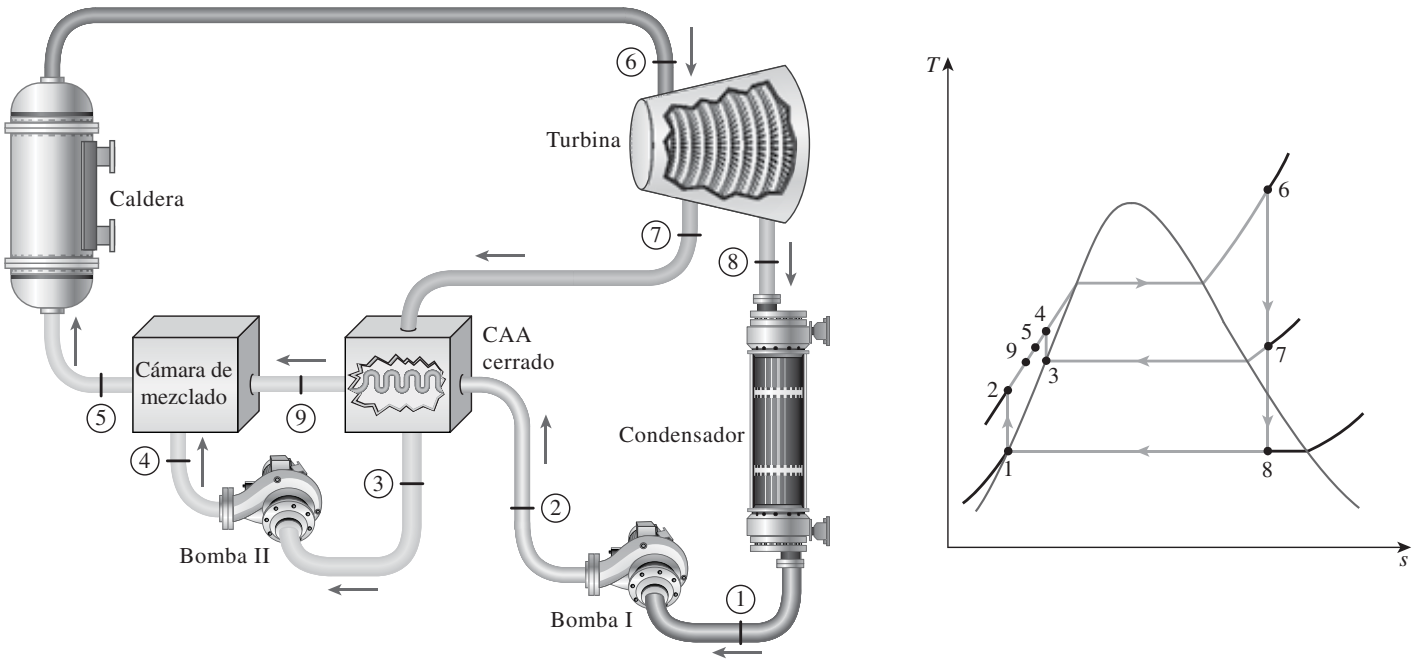


Figura 10-16
El ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador cerrado de agua de alimentación.

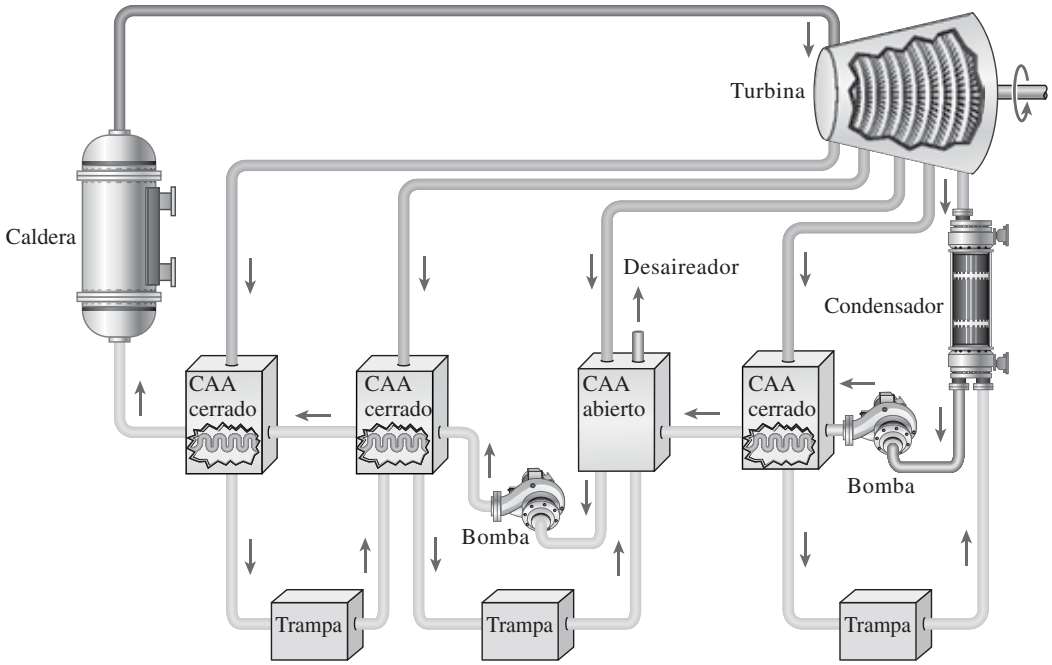


Figura 10-17
Una central eléctrica de vapor con un calentador abierto y tres calentadores cerrados de agua de alimentación.

unos cuantos grados para que se lleve a cabo cualquier transferencia de calor efectiva.

Después, el vapor condensado se bombea a la línea del agua de alimentación o se envía a otro calentador o al condensador mediante un dispositivo llamado **trampa**, el cual permite que el líquido sea estrangulado hasta una región de presión inferior, pero *atrapa* el vapor. La entalpía del vapor permanece constante durante este proceso de estrangulación.

Los calentadores abiertos y cerrados de agua de alimentación pueden ser comparados de la siguiente manera. Los abiertos son simples y económicos y tienen buenas características para la transferencia de calor. También llevan al agua de alimentación al estado de saturación. Sin embargo, cada calentador requiere una bomba para manejar el agua de alimentación. Por su parte, los cerrados son más complejos debido a la red de tuberías internas, de manera que resultan más caros. La transferencia de calor en los calentadores cerrados de agua de alimentación es menos efectiva porque no se permite que los dos flujos entren en contacto directo. No obstante, los calentadores cerrados de agua de alimentación no requieren una bomba independiente para cada calentador, ya que el vapor extraído y el agua de alimentación pueden estar a presiones diferentes. La mayor parte de las centrales eléctricas de vapor utilizan una combinación de calentadores abiertos y cerrados, como se muestra en la figura 10-17.

EJEMPLO 10-5 El ciclo Rankine ideal regenerativo

Considere una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación. El vapor entra a la turbina a 15 MPa y 600 °C, y se condensa en el condensador a una

presión de 10 kPa. Una parte de vapor sale de la turbina a una presión de 1.2 MPa y entra al calentador abierto de agua de alimentación. Determine la fracción de vapor extraído de la turbina y la eficiencia térmica del ciclo.

Solución Se tiene una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación. Se determinarán la fracción de vapor extraído de la turbina y la eficiencia térmica.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El esquema de la central eléctrica y el diagrama *T-s* del ciclo se muestra en la figura 10-18. Se observa que la central eléctrica opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo, por consiguiente las turbinas y las bombas son isentrópicas; no hay caídas de presión en la caldera ni en el condensador, tampoco en el calentador de agua de alimentación; y el vapor sale del condensador y del calentador de agua de alimentación como líquido saturado. Primero, se determinan las entalpías en diferentes estados:

Estado 1: $P_1 = 10$ kPa, Líquido saturado $\Rightarrow$ $h_1 = h_{f\,@\,10\,\text{kPa}} = 191.81$ kJ/kg, $v_1 = v_{f\,@\,10\,\text{kPa}} = 0.00101\ \text{m}^3/\text{kg}$

Estado 2: $P_2 = 1.2$ MPa, $s_2 = s_1$

$$w_{\text{bomba I,entrada}} = v_1(P_2 - P_1) = (0.00101\ \text{m}^3/\text{kg})[(1\,200 - 10)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 1.20\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{bomba I,entrada}} = (191.81 + 1.20)\ \text{kJ/kg} = 193.01\ \text{kJ/kg}$$

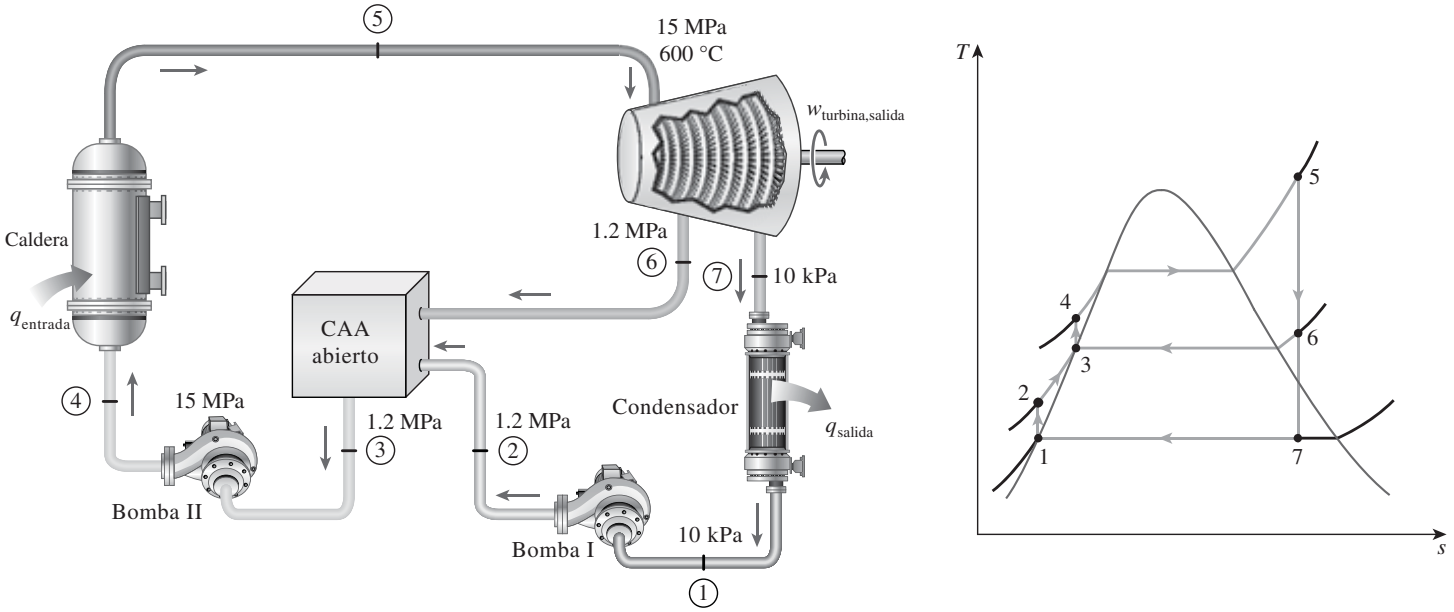


Figura 10-18
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 10-5.

Estado 3: $P_3 = 1.2$ MPa, Líquido saturado $\Rightarrow$ $v_3 = v_{f\ \text{a}\ 1.2\ \text{MPa}} = 0.001138\ \text{m}^3/\text{kg}$, $h_3 = h_{f\ \text{a}\ 1.2\ \text{MPa}} = 798.33\ \text{kJ/kg}$

Estado 4: $P_4 = 15$ MPa

$$s_4 = s_3$$

$$w_{\text{bomba II,entrada}} = v_3(P_4 - P_3)$$

$$= (0.001138\ \text{m}^3/\text{kg})[(15\,000 - 1\,200)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 15.70\ \text{kJ/kg}$$

$$h_4 = h_3 + w_{\text{bomba II,entrada}} = (798.33 + 15.70)\ \text{kJ/kg} = 814.03\ \text{kJ/kg}$$

Estado 5: $P_5 = 15$ MPa, $T_5 = 600\ ^\circ\text{C}$ $\Rightarrow$ $h_5 = 3\,583.1\ \text{kJ/kg}$, $s_5 = 6.6796\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$

Estado 6: $P_6 = 1.2$ MPa, $s_6 = s_5$ $\Rightarrow$ $h_6 = 2\,860.2\ \text{kJ/kg}$ $(T_6 = 218.4\ ^\circ\text{C})$

Estado 7: $P_7 = 10$ kPa

$$s_7 = s_5 \qquad x_7 = \frac{s_7 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.6796 - 0.6492}{7.4996} = 0.8041$$

$$h_7 = h_f + x_7 h_{fg} = 191.81 + 0.8041(2\,392.1) = 2\,115.3\ \text{kJ/kg}$$

El análisis de energía de los calentadores abiertos de agua de alimentación es idéntico al de las cámaras de mezclado. Los calentadores de agua de alimentación por lo general están bien aislados ($\dot{Q} = 0$) y no involucran ninguna interacción de trabajo ($\dot{W} = 0$). Si se ignoran las energías cinética y potencial de los flujos, el balance de energía para un calentador de agua de alimentación se reduce a

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}} \rightarrow \sum_{\text{entrada}} \dot{m}h = \sum_{\text{salida}} \dot{m}h$$

o

$$yh_6 + (1 - y)h_2 = 1(h_3)$$

donde y es la fracción de vapor extraído de la turbina ($= \dot{m}_6/\dot{m}_5$). Al despejar y y sustituir los valores de entalpía se obtiene

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = \frac{798.33 - 193.01}{2\,860.2 - 193.01} = \mathbf{0.2270}$$

Por consiguiente,

$$q_{\text{entrada}} = h_5 - h_4 = (3\,583.1 - 814.03)\ \text{kJ/kg} = 2\,769.1\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{\text{salida}} = (1 - y)(h_7 - h_1) = (1 - 0.2270)(2\,115.3 - 191.81)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 1\,486.9\ \text{kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{1\,486.9\ \text{kJ/kg}}{2\,769.1\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.463}\ \text{o}\ \mathbf{46.3\%}$$

Comentario Este problema se trabajó en el ejemplo 10-3*c*) para los mismos límites de presión y temperatura pero sin el proceso de regeneración. Una comparación de los dos resultados revela que la eficiencia térmica del ciclo ha aumentado de 43.0 a 46.3 por ciento debido a la regeneración. La salida neta de trabajo disminuye en 171 kJ/kg, pero la entrada de calor se reduce en 607 kJ/kg, lo que produce un incremento neto en la eficiencia térmica.

EJEMPLO 10-6 El ciclo Rankine ideal regenerativo con recalentamiento

Considere una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con recalentamiento, con dos calentadores de agua de alimentación, uno abierto y otro cerrado, además de un recalentador. El vapor entra a la turbina a 15 MPa y 600 °C y se condensa a una presión de 10 kPa. Una parte de vapor se extrae de la turbina a 4 MPa para el calentador cerrado, mientras que el resto se recalienta a la misma presión hasta 600 °C. El vapor extraído se condensa por completo en el calentador y se bombea hasta 15 MPa antes de mezclarse con el agua de alimentación a la misma presión. El vapor para el calentador abierto se extrae de la turbina de baja presión a una presión de 0.5 MPa. Determine las fracciones de vapor extraído de la turbina, así como la eficiencia térmica del ciclo.

Solución Se tiene una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con recalentamiento, equipada con un calentador abierto de agua de alimentación, otro cerrado y un recalentador. Se determinarán las fracciones de vapor extraído de la turbina y la eficiencia térmica.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes. **3** En ambos calentadores de agua de alimentación, abierto y cerrado, el agua de alimentación es calentada a una temperatura de saturación a la presión del calentador de agua de alimentación. (Observe que ésta es una suposición conservadora porque el vapor extraído entra al calentador cerrado a 376 °C y la temperatura de saturación a una presión de 4 MPa es de 250 °C.)

Análisis El esquema de la central eléctrica y el diagrama *T-s* del ciclo se muestran en la figura 10-19. La central eléctrica opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con recalentamiento y por lo tanto las bombas y las turbinas son isentrópicas; no hay caídas de presión en la caldera, el recalentador, el condensador y los calentadores de agua de alimentación; además, el vapor sale del condensador y de los calentadores de agua de alimentación como líquido saturado.

Las entalpías en los diversos estados y el trabajo de las bombas por unidad de masa del fluido que circula a través de ellas son

$$h_1 = 191.81 \text{ kJ/kg} \qquad h_9 = 3\,155.0 \text{ kJ/kg}$$
$$h_2 = 192.30 \text{ kJ/kg} \qquad h_{10} = 3\,155.0 \text{ kJ/kg}$$
$$h_3 = 640.09 \text{ kJ/kg} \qquad h_{11} = 3\,674.9 \text{ kJ/kg}$$
$$h_4 = 643.92 \text{ kJ/kg} \qquad h_{12} = 3\,014.8 \text{ kJ/kg}$$
$$h_5 = 1\,087.4 \text{ kJ/kg} \qquad h_{13} = 2\,335.7 \text{ kJ/kg}$$
$$h_6 = 1\,087.4 \text{ kJ/kg} \qquad w_{\text{bomba I,entrada}} = 0.49 \text{ kJ/kg}$$
$$h_7 = 1\,101.2 \text{ kJ/kg} \qquad w_{\text{bomba II,entrada}} = 3.83 \text{ kJ/kg}$$
$$h_8 = 1\,089.8 \text{ kJ/kg} \qquad w_{\text{bomba III,entrada}} = 13.77 \text{ kJ/kg}$$

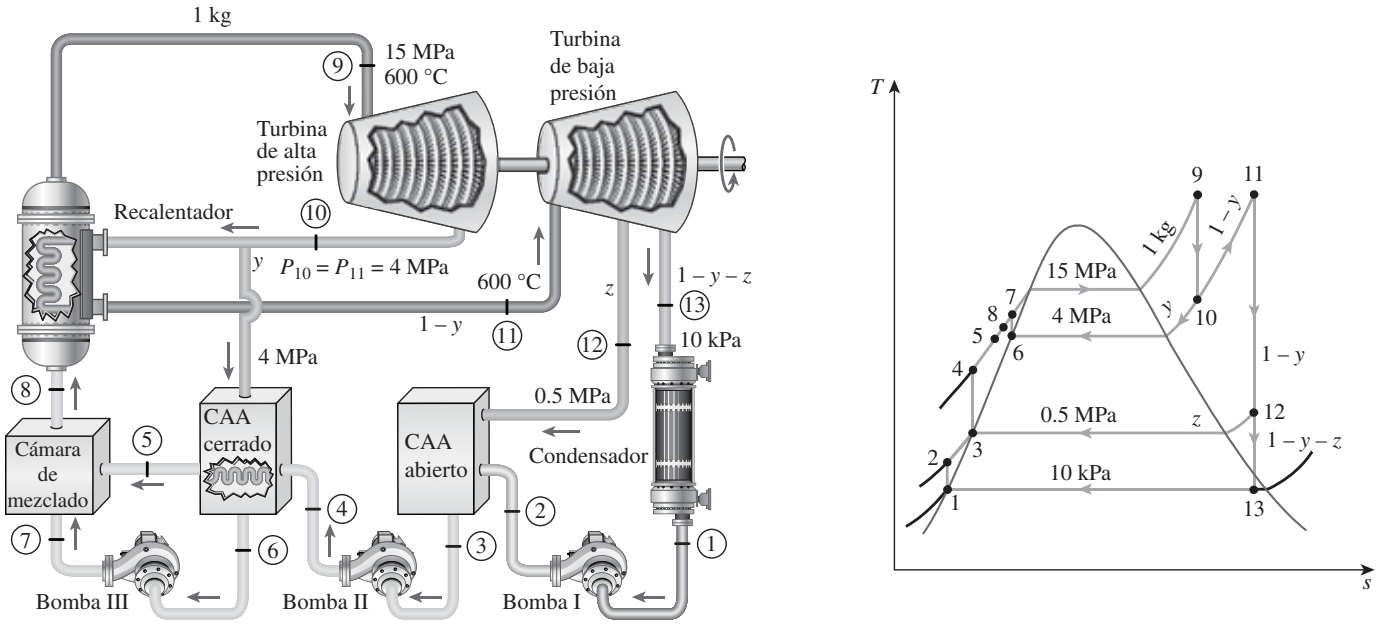


Figura 10-19
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 10-6.

Las fracciones de vapor extraído se determinan a partir de los balances de masa y de energía de los calentadores de agua de alimentación:

Calentador cerrado de agua de alimentación:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$yh_{10} + (1 - y)h_4 = (1 - y)h_5 + yh_6$$

$$y = \frac{h_5 - h_4}{(h_{10} - h_6) + (h_5 - h_4)} = \frac{1\,087.4 - 643.92}{(3\,155.0 - 1\,087.4) + (1\,087.4 - 643.92)} = \mathbf{0.1766}$$

Calentador abierto de agua de alimentación:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$zh_{12} + (1 - y - z)h_2 = (1 - y)h_3$$

$$z = \frac{(1 - y)(h_3 - h_2)}{h_{12} - h_2} = \frac{(1 - 0.1766)(640.09 - 192.30)}{3\,014.8 - 192.30} = \mathbf{0.1306}$$

La entalpía del estado 8 se determina al aplicar las ecuaciones de conservación de masa y de energía para la cámara de mezclado, la cual se considera que está aislada:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$(1)h_8 = (1 - y)h_5 + yh_7$$

$$h_8 = (1 - 0.1766)(1\,087.4)\ \text{kJ/kg} + 0.1766(1\,101.2)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 1\,089.8\ \text{kJ/kg}$$

Por consiguiente,

$$\begin{aligned} q_{\text{entrada}} &= (h_9 - h_8) + (1 - y)(h_{11} - h_{10}) \\ &= (3\,583.1 - 1\,089.8)\ \text{kJ/kg} + (1 - 0.1766)(3\,674.9 - 3\,155.0)\ \text{kJ/kg} \\ &= 2\,921.4\ \text{kJ/kg} \\ q_{\text{salida}} &= (1 - y - z)(h_{13} - h_1) \\ &= (1 - 0.1766 - 0.1306)(2\,335.7 - 191.81)\ \text{kJ/kg} \\ &= 1\,485.3\ \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{1\,485.3\ \text{kJ/kg}}{2\,921.4\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.492}\ \text{o}\ \mathbf{49.2\%}$$

Comentario Este problema se trabajó en el ejemplo 10-4 para los mismos límites de presión y temperatura y también con recalentamiento, pero sin el proceso de regeneración. Al comparar los dos resultados se revela que la eficiencia térmica del ciclo ha aumentado de 45.0 a 49.2 por ciento como consecuencia de la regeneración.

La eficiencia térmica de este ciclo también podría ser determinada a partir de

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{w_{\text{turbina,salida}} - w_{\text{bomba,entrada}}}{q_{\text{entrada}}}$$

donde

$$w_{\text{turbina,salida}} = (h_9 - h_{10}) + (1 - y)(h_{11} - h_{12}) + (1 - y - z)(h_{12} - h_{13})$$

$$w_{\text{bomba,entrada}} = (1 - y - z)w_{\text{bomba I,entrada}} + (1 - y)w_{\text{bomba II,entrada}} + (y)w_{\text{bomba III,entrada}}$$

Asimismo, si supusiéramos que el agua de alimentación salga del calentador cerrado de agua de alimentación (CAA) como líquido saturado a 15 MPa (y por lo tanto a $T_5 = 342$ °C y $h_5 = 1\,610.3$ kJ/kg), sería posible demostrar que la eficiencia térmica fuese 50.6.

10-7 ▪ Análisis de ciclos de potencia de vapor con base en la segunda ley

El ciclo de Carnot ideal es un *ciclo totalmente reversible*, por ello no incluye ninguna irreversibilidad. Sin embargo, los ciclos Rankine ideales (simple, con recalentamiento o regenerativo) únicamente son *internamente reversibles* y pueden incluir irreversibilidades externas al sistema, como la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura. Un análisis con base en la segunda ley de estos ciclos revelará dónde suceden las irreversibilidades más grandes y cuáles son sus magnitudes.

Las relaciones para la exergía y la destrucción de exergía en sistemas de flujo estacionario se desarrollaron en el capítulo 8. La destrucción de exergía en un sistema de flujo estacionario se expresa, en la forma de tasa, como

$$\dot{X}_{\text{destr}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = T_0(\dot{S}_{\text{salida}} - \dot{S}_{\text{entrada}}) = T_0\left(\sum_{\text{salida}} \dot{m}s + \frac{\dot{Q}_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}} - \sum_{\text{entrada}} \dot{m}s - \frac{\dot{Q}_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}}\right) \quad \text{(kW)} \qquad \textbf{(10-18)}$$

o por unidad de masa en un dispositivo de flujo estacionario que posee una entrada y una salida

$$x_{\text{destr}} = T_0 s_{\text{gen}} = T_0\left(s_e - s_i + \frac{q_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}} - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}}\right) \quad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(10-19)}$$

donde $T_{b,\text{entrada}}$ y $T_{b,\text{salida}}$ son las temperaturas de la frontera del sistema donde el calor se transfiere tanto hacia dentro como hacia fuera del sistema, respectivamente.

La destrucción de exergía asociada a un *ciclo* depende de la magnitud de la transferencia de calor con los depósitos de alta y baja temperatura involucrados, así como de sus temperaturas. Se expresa por unidad de masa como

$$x_{\text{destr}} = T_0\left(\sum \frac{q_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}} - \sum \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}}\right) \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(10-20)}$$

Para un ciclo que sólo involucra transferencia de calor con una fuente a T_H y un sumidero a T_L, la destrucción de exergía se vuelve

$$x_{\text{destr}} = T_0\left(\frac{q_{\text{salida}}}{T_L} - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{\text{H}}}\right) \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(10-21)}$$

La exergía de un flujo de fluido ψ en cualquier estado puede determinarse a partir de

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(10-22)}$$

donde el subíndice "0" denota el estado en que se hallan los alrededores.

EJEMPLO 10-7 Análisis de un ciclo Rankine ideal con base en la segunda ley

Considere una planta eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal simple (Fig. 10-20). El vapor entra a la turbina a 3 MPa y 350 °C, y se condensa en el condensador a una presión de 75 kPa. El calor se suministra al vapor en un horno que se mantiene a 800 K, y el calor de desecho se rechaza al entorno a 300 K. Determine *a*) la destrucción de exergía correspondiente a cada uno de los cuatro procesos y a todo el ciclo, y *b*) la eficiencia de la segunda ley de este ciclo.

Solución Se considera una planta eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal simple. Para las temperaturas especificadas de la fuente y del sumidero, se deben determinar la destrucción de exergía correspondiente a este ciclo y la eficiencia de la segunda ley.

Suposiciones **1** Existen condiciones de operación estacionarias. **2** Los cambios en energías cinética y potencial son despreciables.

Análisis Tomamos como volumen de control la planta eléctrica colindante con el horno a la temperatura T_H, y el ambiente a la temperatura T_0. Este ciclo se analizó en el ejemplo 10-1, y se determinaron varias cantidades como $q_{\text{ent}} = 2\,729$ kJ/kg, $w_{\text{bomba,ent}} = 3.0$ kJ/kg, $w_{\text{turb,sal}} = 713$ kJ/kg, $q_{\text{sal}} = 2\,019$ kJ/kg y $\eta_{\text{tér}} = 26.0$ por ciento.

a) Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos ($s_1 = s_2$, $s_3 = s_4$), por consiguiente no implican ninguna irreversibilidad interna o externa, esto es,

$$x_{\text{destr},12} = 0 \quad \text{y} \quad x_{\text{destr},34} = 0$$

Los procesos 2-3 y 4-1 son de adición y rechazo de calor a presión constante, respectivamente, además de ser internamente reversibles. Pero la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y la fuente o el sumidero sucede debido a una diferencia finita de temperatura, lo que hace irreversibles a ambos procesos. La irreversibilidad asociada con cada proceso se determina a partir de la ecuación 10-19. La entropía del vapor en cada estado se determina de las tablas de vapor:

$$s_2 = s_1 = s_{f\ \text{a}\ 75\ \text{kPa}} = 1.2132\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$
$$s_4 = s_3 = 6.7450\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \qquad (\text{a 3 MPa, 350 °C})$$

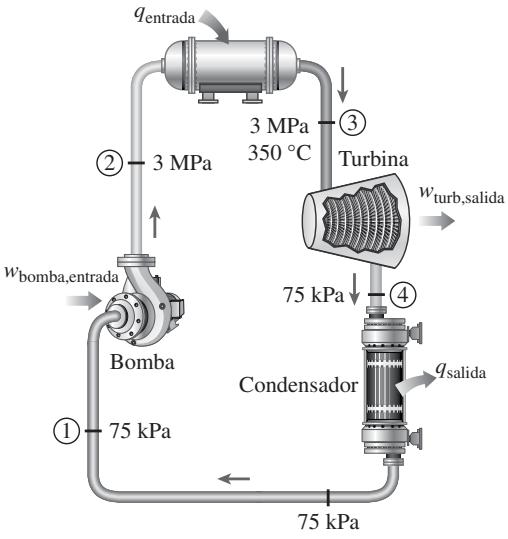


Figura 10-20
Esquema para el ejemplo 10-7.

Por lo tanto,

$$x_{\text{destr},23} = T_0\left(s_3 - s_2 - \frac{q_{\text{entrada},23}}{T_{\text{fuente}}}\right)$$
$$= (300\ \text{K})\left[(6.7450 - 1.2132)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} - \frac{2\,729\ \text{kJ/kg}}{800\ \text{K}}\right]$$
$$= \mathbf{636\ kJ/kg}$$
$$x_{\text{destr},41} = T_0\left(s_1 - s_4 + \frac{q_{\text{salida},41}}{T_{\text{sumidero}}}\right)$$
$$= (300\ \text{K})\left[(1.2132 - 6.7450)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} + \frac{2\,019\ \text{kJ/kg}}{300\ \text{K}}\right]$$
$$= \mathbf{360\ kJ/kg}$$

Por consiguiente, la irreversibilidad del ciclo es

$$x_{\text{destr,ciclo}} = x_{\text{destr},12} + x_{\text{destr},23} + x_{\text{destr},34} + x_{\text{destr},41}$$
$$= 0 + 636\ \text{kJ/kg} + 0 + 360\ \text{kJ/kg}$$
$$= \mathbf{996\ kJ/kg}$$

La exergía total destruida durante el ciclo también podría determinarse a partir de la ecuación 10-21. Observe que la mayor destrucción de exergía en el ciclo sucede durante el proceso de adición de calor. Así, cualquier intento por reducir la destrucción de exergía debe empezar con este proceso. Por ejemplo, elevar la temperatura del vapor a la entrada de la turbina reduciría la diferencia de temperatura y, en consecuencia, la destrucción de exergía.

b) La eficiencia de la segunda ley se define como

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía gastada}} = \frac{x_{\text{recuperada}}}{x_{\text{gastada}}} = 1 - \frac{x_{\text{destruida}}}{x_{\text{gastada}}}$$

Aquí, la exergía gastada es el contenido de exergía del calor suministrado al vapor en la caldera (que es su potencial de trabajo) y el trabajo suministrado a la bomba, y la exergía recuperada es la producción de trabajo de la turbina:

$$x_{\text{calor,ent}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)q_{\text{ent}} = \left(1 - \frac{300\ \text{K}}{800\ \text{K}}\right)(2\,729\ \text{kJ/kg}) = 1\,706\ \text{kJ/kg}$$
$$x_{\text{gastada}} = x_{\text{calor,ent}} + x_{\text{bomba,ent}} = 1\,706 + 3.0 = 1\,709\ \text{kJ/kg}$$
$$x_{\text{recuperada}} = w_{\text{turbina,sal}} = 713\ \text{kJ/kg}$$

Sustituyendo, la eficiencia de la segunda ley de esta planta eléctrica se determina como

$$\eta_{\text{II}} = \frac{x_{\text{recuperada}}}{x_{\text{gastada}}} = \frac{713\ \text{kJ/kg}}{1\,709\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.417} \quad \text{o} \quad \mathbf{41.7\%}$$

Comentario La eficiencia de la segunda ley se puede también determinar usando los datos de destrucción de exergía,

$$\eta_{\text{II}} = 1 - \frac{x_{\text{destruida}}}{x_{\text{gastada}}} = 1 - \frac{996\ \text{kJ/kg}}{1\,709\ \text{kJ/kg}} = 0.417 \ \text{ o } \ 41.7\%$$

Asimismo, el sistema considerado incluye tanto el horno como el condensador, y por lo tanto se toman en cuenta tanto la destrucción de exergía correspondiente a la transferencia de energía tanto al horno como la del condensador.

10-8 ▪ Cogeneración

En todos los ciclos analizados hasta ahora, el único propósito fue convertir en trabajo, la forma más valiosa de energía, una parte del calor transferido hacia el fluido de trabajo. La parte restante del calor se libera en ríos, lagos, océanos o atmósfera como calor de desecho, debido a que su calidad (o grado) es demasiado baja como para tener algún uso práctico. Desperdiciar una gran cantidad de calor es un precio que se tiene que pagar para producir trabajo, debido a que el trabajo eléctrico o mecánico es la única forma de energía sobre la que muchos dispositivos de ingeniería (como un ventilador) pueden operar.

Sin embargo, muchos sistemas o dispositivos requieren la entrada de energía en forma de calor, también denominado *calor de proceso*. Algunas industrias que se sustentan en procesos de calor son la química, de pulpa y papel, producción y refinación de petróleo, fabricación de acero, procesamiento de alimentos y textiles. El calor de proceso en estas industrias suele suministrarse por medio de vapor entre 5 a 7 atmósferas y 150 a 200 °C (de 300 a 400 °F). La energía se transfiere al vapor quemando carbón, petróleo, gas natural u otro combustible en un horno.

A continuación examinamos de cerca la operación de una planta con un proceso de calentamiento. Descartando cualquier pérdida térmica en la tubería, se considera que todo el calor transferido hacia el vapor en la caldera se usa en las unidades de calentamiento de proceso, como muestra la figura 10-21. Por consiguiente, el calentamiento de proceso se asemeja a una operación perfecta, prácticamente sin desperdicio de energía. Sin embargo, según el punto de vista de la segunda ley, las cosas no son tan perfectas. La temperatura en los hornos por lo general es muy alta (alrededor de 1 400 °C), por lo tanto la energía en el horno es de muy alta calidad. Esta energía de alta calidad se transfiere al agua para producir vapor a aproximadamente 200 °C o una temperatura menor (un proceso altamente irreversible). Asociada con esta irreversibilidad está, desde luego, una pérdida en exergía o potencial de trabajo. Simplemente no es sensato utilizar energía de alta calidad para llevar a cabo una tarea que podría efectuarse con energía de baja calidad.

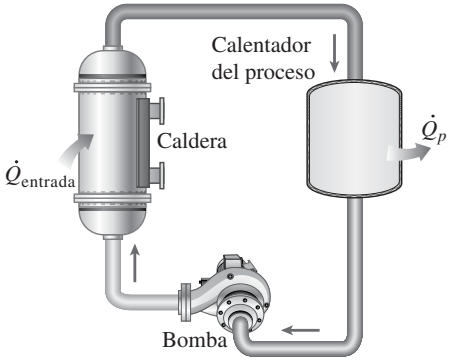


Figura 10-21
Una planta simple con un proceso que requiere el calentamiento.

Las industrias que utilizan grandes cantidades de calor para sus procesos también consumen una gran cantidad de energía eléctrica. Por consiguiente, desde el punto de vista de la ingeniería es más económico utilizar el potencial de trabajo ya existente para producir energía en vez de permitir que se desperdicie. El resultado es una central que produce electricidad mientras cubre los requerimientos de calor de ciertos procesos industriales. Una central de este tipo es llamada *planta de cogeneración*. En general, la **cogeneración** es *la producción de más de una forma útil de energía (como calor de proceso y energía eléctrica) a partir de la misma fuente de energía.*

Tanto un ciclo de turbina de vapor (Rankine) como otro de turbina de gas (Brayton), o incluso ciclo combinado (analizado más adelante), pueden utilizarse como ciclos de potencia en una planta de cogeneración. El esquema de una planta ideal de cogeneración con turbina de vapor se muestra en la figura 10-22. Suponga que esta planta va a suministrar calor de proceso $\dot{Q}_p$ a 500 kPa y a una tasa de 100 kW. Para cumplir esta demanda, el vapor se expande en la turbina hasta una presión de 500 kPa, produciendo potencia a una tasa de 20 kW. El flujo del vapor puede ajustarse de manera que éste salga de la sección de calentamiento de proceso como líquido saturado a 500 kPa. Después el vapor se bombea hasta la presión de la caldera y se calienta en ésta hasta el estado 3. El trabajo de la bomba suele ser muy pequeño y puede ser ignorado. Si se descarta toda pérdida de calor, la tasa de entrada de calor en la caldera se determina a partir de un balance de energía de 120 kW.

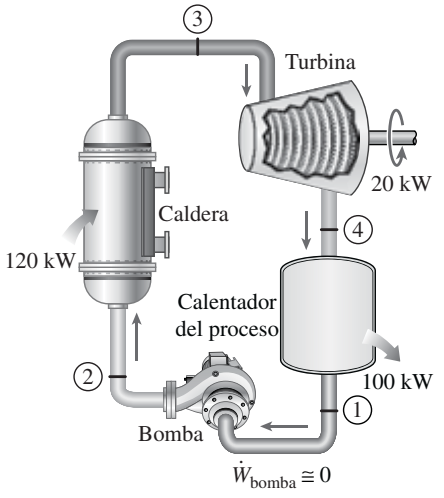


Figura 10-22
Una planta de cogeneración ideal.

El rasgo más sorprendente de la planta de cogeneración ideal de turbina de vapor que se muestra en la figura 10-22 es la ausencia de un condensa-

dor, de modo que ninguna cantidad de calor se libera en esta central como calor de desecho. En otras palabras, toda la energía transferida al vapor en la caldera se emplea ya sea como calor de proceso o como energía eléctrica. De tal manera que para una planta de cogeneración es apropiado definir un **factor de utilización** ϵ_u como

$$\epsilon_u = \frac{\text{Salida de trabajo neto + Calor de proceso entregado}}{\text{Entrada total de calor}} = \frac{\dot{W}_{\text{neto}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} \quad \textbf{(10-23)}$$

o

$$\epsilon_u = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{salida}}}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} \quad \textbf{(10-24)}$$

donde $\dot{Q}_{\text{salida}}$ representa el calor rechazado en el condensador. Estrictamente hablando, $\dot{Q}_{\text{salida}}$ incluye también todas las pérdidas térmicas indeseables de la tubería y otros componentes, aunque suelen ser pequeñas y por ello se consideran insignificantes. También incluye deficiencias de combustión, como combustión incompleta y pérdidas en chimenea cuando el factor de utilización se define con base en la capacidad calorífica del combustible. Obviamente, el factor de utilización de una planta de cogeneración de turbina de vapor ideal es de 100 por ciento. Las plantas reales de cogeneración tienen factores de utilización tan altos como 80 por ciento. Algunas plantas de cogeneración recientes tienen incluso factores de utilización más altos.

Observe que sin la turbina sólo se necesitaría suministrar calor hacia el vapor en la caldera a una tasa de 100 kW en lugar de 120 kW. Los 20 kW adicionales de calor suministrados se convierten en trabajo. Por consiguiente, una planta eléctrica de cogeneración es equivalente a una planta de calentamiento de proceso combinada con una central eléctrica que tiene una eficiencia térmica de 100 por ciento.

La planta de cogeneración ideal de turbina de vapor anteriormente descrita no es práctica porque no puede ajustarse a las variaciones en la potencia y en las cargas de calor de proceso. El esquema de una planta de cogeneración más práctica (pero más compleja) se muestra en la figura 10-23. Bajo condiciones normales de operación, una parte de vapor se extrae de la turbina a cierta presión intermedia predeterminada P_6. El resto del vapor se expande hasta la presión del condensador P_7 y después se enfría a presión constante. El calor rechazado desde el condensador representa el calor de desecho en el ciclo.

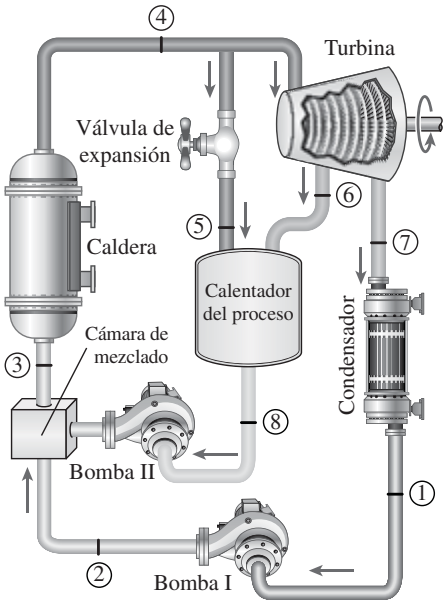


Figura 10-23
Una planta de cogeneración con cargas ajustables.

En los momentos de gran demanda de calor para proceso, todo el vapor se envía a las unidades de calentamiento de proceso mientras que nada se manda al condensador ($\dot{m}_7 = 0$). De este modo, el calor de desecho es cero. Si esto no es suficiente, se estrangula una parte del vapor que sale de la caldera mediante una válvula de expansión o de reducción de presión (VRP) hasta la presión de extracción P_6 y se envía a la unidad de calentamiento de proceso. El máximo calentamiento de proceso se alcanza cuando todo el vapor que sale de la caldera pasa a través de la VRP ($\dot{m}_5 = \dot{m}_4$). De este modo, ninguna potencia se produce. Cuando no hay demanda de calor para proceso, todo el vapor pasa a través de la turbina y el condensador ($\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0$), y la planta de cogeneración opera como una central ordinaria eléctrica de vapor. Las tasas de entrada de calor, calor rechazado y el suministro de calor al proceso, así como la potencia producida en esta planta de cogeneración, se expresan como:

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \dot{m}_3(h_4 - h_3) \quad \textbf{(10-25)}$$

$$\dot{Q}_{\text{salida}} = \dot{m}_7(h_7 - h_1) \quad \textbf{(10-26)}$$

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_8 h_8 \quad \textbf{(10-27)}$$

$$\dot{W}_{\text{turbina}} = (\dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_4 - h_6) + \dot{m}_7(h_6 - h_7) \quad \textbf{(10-28)}$$

Bajo condiciones óptimas, una planta de cogeneración simula a una planta de cogeneración ideal como la anteriormente analizada. Es decir, todo el vapor se expande en la turbina hasta la presión de extracción y continúa hacia la unidad de calentamiento de proceso. Nada de vapor pasa por la VRP o el condensador, por lo tanto, no se rechaza calor de desecho ($\dot{m}_4 = \dot{m}_6$ y $\dot{m}_5 = \dot{m}_7 = 0$). Esta condición es difícil de lograr en la práctica debido a las variaciones constantes en las cargas de calor requerido para proceso y de potencia. Pero la planta se debe diseñar de tal manera que las condiciones de operación se aproximen a las óptimas la mayor parte del tiempo.

El uso de la cogeneración data de principios del siglo XX, cuando las centrales eléctricas se integraron a la comunidad para proporcionar calentamiento en zonas urbanas, es decir, para espacios, agua caliente y calentamiento de unos procesos en edificios residenciales y comerciales. Los sistemas de calentamiento en zonas urbanas perdieron su popularidad en la década de 1940 debido a los bajos precios de los combustibles. Sin embargo, el rápido aumento de los precios en los combustibles durante los años de 1970 renovó el interés por el calentamiento en zonas urbanas.

Las plantas de cogeneración han probado ser económicamente muy atractivas. Consecuentemente, más y más de éstas se han instalado en los últimos años y se pronostica que serán instaladas aún más.

EJEMPLO 10-8 Una planta ideal de cogeneración

Considere la planta de cogeneración que se muestra en la figura 10-24. El vapor de agua entra a la turbina a 7 MPa y 500 °C. De la turbina se extrae una parte de vapor a 500 kPa para calentamiento de proceso, mientras el restante continúa su expansión hasta 5 kPa. Después el vapor se condensa a presión constante y se bombea hasta la presión de la caldera que está a 7 MPa. En momentos de alta demanda de calor de proceso, una parte del vapor que sale de la caldera se estrangula hasta 500 kPa y se envía al calentador de proceso. Las fracciones de extracción se ajustan de modo que el vapor que sale del calentador de proceso lo haga como líquido saturado a 500 kPa. En seguida se bombea hasta 7 MPa. El flujo másico de vapor a través de la caldera es de 15 kg/s. Si se desprecia cualquier caída de presión y cualquier pérdida de calor en la tubería y se supone que la turbina y la bomba son isentrópicas, determine *a*) la tasa máxima a la cual puede suministrarse el calor de proceso, *b*) la potencia producida y el factor de utilización cuando no se suministra calor de proceso y *c*) la tasa de suministro de calor de proceso cuando 10 por ciento del vapor se extrae antes de que entre a la turbina, y cuando 70 por ciento del vapor se extrae de la turbina a 500 kPa para el calentamiento de proceso.

Solución Se tiene una planta de cogeneración. Se determinará la tasa máxima del calor de proceso suministrada, la potencia producida y el factor de utilización cuando no se suministra calor de proceso, así como la tasa de suministro de calor de proceso cuando se extrae vapor de la línea de vapor y de la turbina a las tasas especificadas.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** La caída de presión y las pérdidas de calor en la tubería son insignificantes. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El esquema de la planta de cogeneración y el diagrama *T-s* del ciclo se muestran en la figura 10-24. La planta opera en un ciclo ideal y en consecuencia las bombas y las turbinas son isentrópicas; no existen caídas de presión en la caldera, el calentador de proceso y el condensador; además, el vapor sale del condensador y el calentador de proceso como líquido saturado.

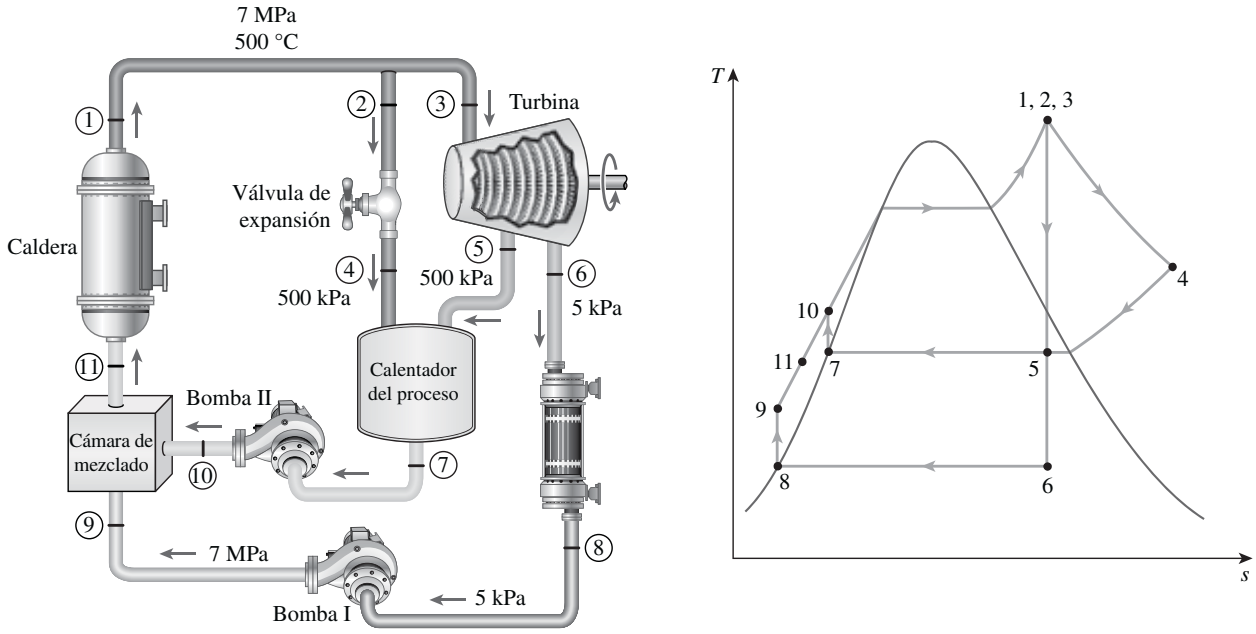


Figura 10-24
Esquema y diagrama *T*-*s* para el ejemplo 10-8.

Las entradas de trabajo a las bombas y las entalpías en diversos estados son:

$$w_{\text{bomba I,entrada}} = v_8(P_9 - P_8) = (0.001005\ \text{m}^3/\text{kg})[(7\,000 - 5)\text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 7.03\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{bomba II,entrada}} = v_7(P_{10} - P_7) = (0.001093\ \text{m}^3/\text{kg})[(7\,000 - 500)\text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 7.10\ \text{kJ/kg}$$

$$h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 3\,411.4\ \text{kJ/kg}$$

$$h_5 = 2\,739.3\ \text{kJ/kg}$$

$$h_6 = 2\,073.0\ \text{kJ/kg}$$

$$h_7 = h_{f\ \text{a}\ 500\ \text{kPa}} = 640.09\ \text{kJ/kg}$$

$$h_8 = h_{f\ \text{a}\ 5\ \text{kPa}} = 137.75\ \text{kJ/kg}$$

$$h_9 = h_8 + w_{\text{bomba I,entrada}} = (137.75 + 7.03)\ \text{kJ/kg} = 144.78\ \text{kJ/kg}$$

$$h_{10} = h_7 + w_{\text{bomba II,entrada}} = (640.09 + 7.10)\ \text{kJ/kg} = 647.19\ \text{kJ/kg}$$

a) La razón máxima de calor de proceso se alcanza cuando todo el vapor que sale de la caldera se estrangula y se envía al calentador de proceso mientras que a la turbina no se envía nada (esto es, $\dot{m}_4 = \dot{m}_7 = \dot{m}_1 = 15$ kg/s y $\dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0$). Por lo tanto,

$$\dot{Q}_{p,\text{máx}} = \dot{m}_1(h_4 - h_7) = (15\ \text{kg/s})[(3\,411.4 - 640.09)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{41\,570\ kW}$$

En este caso el factor de utilización es 100 por ciento porque nada de calor se rechaza desde el condensador y las pérdidas de calor de la tubería y los demás componentes se consideran insignificantes; tampoco se consideran pérdidas por combustión.

b) Cuando no se suministra calor de proceso, todo el vapor que sale de la caldera pasará a través de la turbina y se expandirá hasta la presión del con-

densador a 5 kPa (esto es, $\dot{m}_3 = \dot{m}_6 = \dot{m}_1 = 15$ kg/s y $\dot{m}_2 = \dot{m}_5 = 0$). La potencia máxima se produce de este modo, por lo que se determina como

$$\dot{W}_{\text{turbina,salida}} = \dot{m}(h_3 - h_6) = (15 \text{ kg/s})[(3\,411.4 - 2\,073.0) \text{ kJ/kg}] = 20\,076 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{bomba,entrada}} = (15 \text{ kg/s})(7.03 \text{ kJ/kg}) = 105 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{neto,salida}} = \dot{W}_{\text{turbina,salida}} - \dot{W}_{\text{bomba,entrada}} = (20\,076 - 105) \text{ kW}$$

$$= 19\,971 \text{ kW} \cong \mathbf{20.0 \text{ MW}}$$

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \dot{m}_1(h_1 - h_{11}) = (15 \text{ kg/s})[(3\,411.4 - 144.78) \text{ kJ/kg}] = 48\,999 \text{ kW}$$

Por lo tanto,

$$\epsilon_u = \frac{\dot{W}_{\text{neto}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} = \frac{(19\,971 + 0) \text{ kW}}{48\,999 \text{ kW}} = \mathbf{0.408 \text{ o } 40.8\%}$$

Es decir, 40.8 por ciento de la energía se utiliza con un propósito útil. Observe que en este caso el factor de utilización es equivalente a la eficiencia térmica.

c) Si se desprecia cualquier cambio en la energía cinética y potencial, un balance de energía en el calentador de proceso produce

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{Q}_{p,\text{salida}} + \dot{m}_7 h_7$$

o

$$\dot{Q}_{p,\text{salida}} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_7 h_7$$

donde

$$\dot{m}_4 = (0.1)(15 \text{ kg/s}) = 1.5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_5 = (0.7)(15 \text{ kg/s}) = 10.5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 = 1.5 + 10.5 = 12 \text{ kg/s}$$

Por lo tanto

$$\dot{Q}_{p,\text{salida}} = (1.5 \text{ kg/s})(3\,411.4 \text{ kJ/kg}) + (10.5 \text{ kg/s})(2\,739.3 \text{ kJ/kg}) - (12 \text{ kg/s})(640.09 \text{ kJ/kg})$$

$$= \mathbf{26.2 \text{ MW}}$$

Comentario Observe que 26.2 MW del calor transferido se utilizarán en el calentador de proceso. Asimismo, es posible demostrar que en este caso se producen 11.0 MW de potencia, y que la tasa de entrada de calor a la caldera es de 43.0 MW. Por consiguiente, el factor de utilización es 86.5 por ciento.

10-9 ▪ Ciclos de potencia combinados de gas y vapor

La continua búsqueda de eficiencias térmicas más altas ha originado modificaciones innovadoras en las centrales eléctricas convencionales. El *ciclo de vapor binario* que se analiza posteriormente es una de esas modificaciones. Otra modificación aún más extendida incluye un ciclo de potencia de gas que remata a un ciclo de potencia de vapor, esto se denomina **ciclo combinado de gas y vapor**, o sólo **ciclo combinado**. El ciclo combinado que más interesa es el ciclo de turbina de gas (Brayton), el cual remata al ciclo de turbina de vapor (Rankine), y

que tiene una eficiencia térmica más alta que cualquiera de los ciclos ejecutados individualmente.

Los ciclos característicos de turbina de gas operan a temperaturas considerablemente más altas que los ciclos de vapor. La temperatura máxima del fluido a la entrada de la turbina está cerca de los 620 °C (1 150 °F) en las centrales eléctricas de vapor modernas, pero son superiores a los 1 425 °C (2 600 °F) en las centrales eléctricas de turbina de gas. Su valor es superior a 1 500 °C en la salida del quemador en los turborreactores. El uso de temperaturas más elevadas en las turbinas de gas ha sido posible gracias a los recientes desarrollos en el enfriamiento de los álabes de la turbina y en el revestimiento de éstos con materiales resistentes a las altas temperaturas, como cerámicas. Debido a la temperatura promedio más alta a la cual se suministra el calor, los ciclos de turbina de gas tienen un potencial mayor para eficiencias térmicas más elevadas. Sin embargo, los ciclos de turbina de gas tienen una desventaja inherente: el gas sale de la turbina a temperaturas muy altas (por lo general arriba de 500 °C), lo que cancela cualquier ganancia potencial en la eficiencia térmica. Esto se puede mejorar un poco utilizando la regeneración, pero la mejoría será limitada.

Desde el punto de vista de la ingeniería, es conveniente aprovechar las características deseables del ciclo de turbina de gas a altas temperaturas *y* utilizar los gases de escape de alta temperatura como fuente de energía en un ciclo en un intervalo de temperaturas menores, como un ciclo de potencia de vapor. El resultado es un ciclo combinado de gas y vapor, como se muestra en la figura 10-25. En este ciclo, la energía se recupera de los gases de escape y se transfiere al vapor en un intercambiador de calor que sirve como caldera. Generalmente más de una turbina de gas se necesita para suministrar suficiente calor al vapor. Además, el ciclo de vapor pudiera implicar regenera-

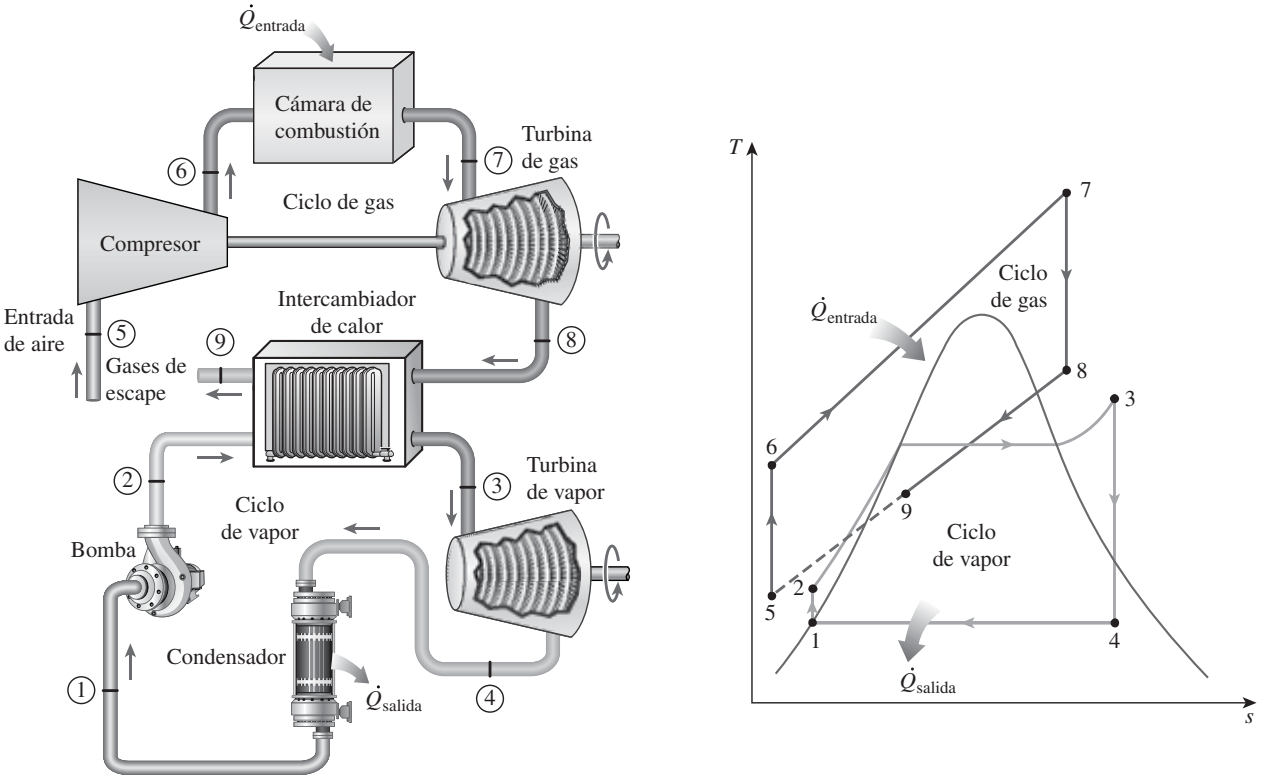


Figura 10-25
Central eléctrica combinada de gas y vapor.

ción, así como recalentamiento. La energía para el proceso de recalentamiento puede ser suministrada quemando algún combustible adicional en los gases de escape ricos en oxígeno.

Los recientes desarrollos tecnológicos para las turbinas de gas han logrado que el ciclo combinado de gas y vapor resulte muy atractivo desde el punto de vista económico, ya que el ciclo combinado aumenta la eficiencia sin incrementar mucho el costo inicial. Así, muchas centrales eléctricas nuevas operan en ciclos combinados, y muchas centrales de vapor o de turbina de gas existentes se están convirtiendo en centrales de ciclo combinado. Como resultado de esta conversión, se han reportado eficiencias térmicas muy por encima de 40 por ciento.

Una central combinada Tohoku de 1 090 MW que se puso en operación comercial en 1985 en Niigata, Japón, se reporta con una operación que posee una eficiencia térmica de 44 por ciento. Esta central tiene dos turbinas de vapor de 191 MW y seis turbinas de gas de 118 MW. Los gases de combustión calientes entran a la turbina de gas a 1 154 °C, mientras que el vapor entra a las turbinas de vapor a 500 °C. El vapor se enfría en el condensador mediante agua fría que se halla a una temperatura promedio de 15 °C. Los compresores tienen una relación de presión de 14 y el flujo másico del aire a través del compresor es de 443 kg/s.

Una central eléctrica de ciclo combinado de 1 350 MW construida en 1988 por la compañía alemana Siemens en Ambarli, Turquía, es la primera termoeléctrica en operación comercial en el mundo que alcanza un nivel de eficiencia tan alto como 52.5 por ciento bajo las condiciones de operación de diseño. Esta central tiene seis turbinas de gas de 150 MW y tres turbinas de vapor de 173 MW. Algunas centrales modernas de ciclo combinado han alcanzado eficiencias por arriba de 60 por ciento.

EJEMPLO 10-9 Un ciclo de potencia combinado de gas y vapor

Considere el ciclo de potencia combinado de gas y vapor mostrado en la figura 10-26. El ciclo superior es un ciclo de turbina de gas que tiene una relación de presión de 8. El aire entra al compresor a 300 K y a la turbina a 1 300 K. La eficiencia isentrópica del compresor es de 80 por ciento, mientras que la de la turbina de gas es de 85 por ciento. El ciclo inferior es un ciclo Rankine ideal simple que opera entre los límites de presión de 7 MPa y 5 kPa. El vapor se calienta en un intercambiador de calor por medio de los gases de escape hasta una temperatura de 500 °C. Los gases de escape salen del intercambiador de calor a 450 K. Determine *a*) la relación entre los flujos másicos del vapor y de los gases de combustión y *b*) la eficiencia térmica del ciclo combinado.

Solución Se considera un ciclo combinado de gas y vapor. Se determinarán la relación entre los flujos másicos del vapor y los gases de combustión, así como la eficiencia térmica.

Análisis Los diagramas *T-s* de ambos ciclos se presentan en la figura 10-26. En el ejemplo 9-6 se analizó solamente el ciclo de la turbina de gas, mientras que el ciclo de vapor fue analizado en el ejemplo 10-8*b*), con los siguientes resultados:

Ciclo de gas:

$$h_4' = 880.36 \text{ kJ/kg} \qquad (T_4' = 853 \text{ K})$$

$$q_{\text{entrada}} = 790.58 \text{ kJ/kg} \quad w_{\text{neto}} = 210.41 \text{ kJ/kg} \quad \eta_{\text{tér}} = 26.6\%$$

$$h_5' = h_{\text{a 450 K}} = 451.80 \text{ kJ/kg}$$

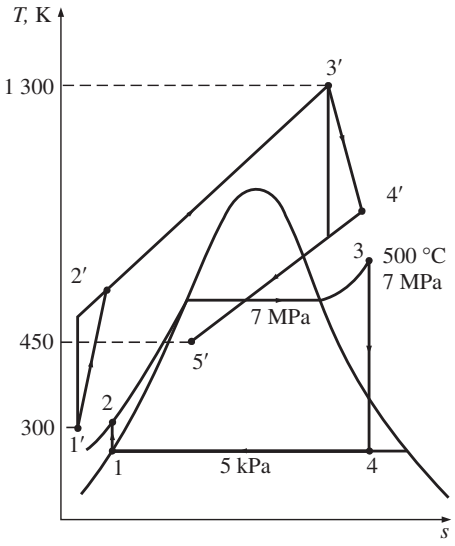


Figura 10-26
Diagrama *T-s* del ciclo combinado de gas y vapor descrito en el ejemplo 10-9.

Ciclo de vapor: $h_2 = 144.78$ kJ/kg $(T_2 = 33\ ^\circ\text{C})$

$h_3 = 3\,411.4$ kJ/kg $(T_3 = 500\ ^\circ\text{C})$

$w_{\text{neto}} = 1\,331.4$ kJ/kg $\eta_{\text{tér}} = 40.8\%$

a) La relación de los flujos másicos se determina a partir del balance de energía en el intercambiador de calor:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_g h_5' + \dot{m}_s h_3 = \dot{m}_g h_4' + \dot{m}_s h_2$$

$$\dot{m}_s(h_3 - h_2) = \dot{m}_g(h_4' - h_5')$$

$$\dot{m}_s(3\,411.4 - 144.78) = \dot{m}_g(880.36 - 451.80)$$

Por lo tanto,

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_g} = y = \mathbf{0.131}$$

Es decir, 1 kg de gases de escape puede calentar únicamente 0.131 kg de vapor de 33 a 500 °C, cuando se enfrían de 853 a 450 K. Entonces la salida total de trabajo por kilogramo de gases de combustión es

$$\begin{aligned} w_{\text{neto}} &= w_{\text{neto,gas}} + y w_{\text{neto,vapor}} \\ &= (210.41\ \text{kJ/kg gas}) + (0.131\ \text{kg vapor/kg gas})(1\,331.4\ \text{kJ/kg vapor}) \\ &= 384.8\ \text{kJ/kg gas} \end{aligned}$$

De este modo, por cada kilogramo de gases de combustión producido, la central combinada entregará 384.8 kJ de trabajo. La salida neta de potencia de la central se determina al multiplicar este valor por el flujo másico del fluido de trabajo en el ciclo de la turbina de gas.

b) La eficiencia térmica del ciclo combinado se determina a partir de

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{384.8\ \text{kJ/kg gas}}{790.6\ \text{kJ/kg gas}} = \mathbf{0.487\ o\ 48.7\%}$$

Comentario Observe que este ciclo combinado convertirá en trabajo útil 48.7 por ciento de la energía suministrada al gas en la cámara de combustión. Este valor es considerablemente mayor a la eficiencia térmica del ciclo de la turbina de gas (26.6 por ciento) o al ciclo de la turbina de vapor (40.8 por ciento), cuando operan individualmente.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Ciclos binarios de vapor

Con la excepción de unas cuantas aplicaciones especializadas, el fluido de trabajo que se usa predominantemente en los ciclos de potencia de vapor es el agua. Este líquido es el *mejor* fluido de trabajo disponible en la actualidad, pero está lejos de ser el *ideal*. El ciclo binario es un intento por superar algunas de las deficiencias del agua y aproximarse al fluido de trabajo *ideal*, mediante el empleo de dos fluidos. Antes de analizar el ciclo binario, se enumeran las características del fluido de trabajo más apropiado para los ciclos de potencia de vapor:

* Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.

1. Una temperatura crítica elevada y una presión máxima segura. Una temperatura crítica superior a la máxima temperatura permitida metalúrgicamente (cerca de 620 °C) permite transferir isotérmicamente una parte considerable del calor a la temperatura máxima cuando el fluido cambia de fase. Esto hace que el ciclo se aproxime al de Carnot. Las presiones muy altas a temperatura máxima son indeseables porque originan problemas de resistencia de materiales.

2. Baja temperatura del punto triple. Una temperatura de punto triple inferior a la temperatura del medio de enfriamiento evitará todos los problemas de solidificación.

3. Una presión del condensador que no sea demasiado baja. Los condensadores operan por abajo de la presión atmosférica. Las presiones muy por debajo de la presión atmosférica originan problemas de filtración de aire, por consiguiente una sustancia cuya presión de saturación a la temperatura ambiente es demasiado baja no es un buen candidato.

4. Una elevada entalpía de evaporación (h_{fg}) tal que la transferencia de calor del fluido de trabajo se aproxime a una isotérmica y no sean necesarias grandes tasas de flujo másico.

5. Una curva de saturación que se asemeje a una "U" invertida. Esto eliminará la formación de humedad excesiva en la turbina y la necesidad de recalentamiento.

6. Buenas características de transferencia de calor (alta conductividad térmica).

7. Otras propiedades, como ser inerte, económico, de fácil obtención y no tóxico.

No debe sorprender que ningún fluido posea todas estas características. El agua es el que más se acerca, aunque no reúne del todo las características 1, 3 y 5. Es posible superar los aspectos de su presión subatmosférica en condensador mediante un sellado cuidadoso, y de su curva de saturación en forma de "V" invertida mediante recalentamiento, pero no hay mucho que hacer respecto del punto 1. El agua tiene una temperatura crítica baja (374 °C bastante abajo del límite metalúrgico) y presiones de saturación muy altas a elevadas temperaturas (16.5 MPa a 350 °C).

Ahora bien, no es posible cambiar el comportamiento del agua en la parte del ciclo correspondiente a temperaturas altas, pero sí se puede sustituir con un fluido más adecuado. El resultado es un ciclo de potencia que en realidad es una combinación de dos ciclos, uno en la región de alta temperatura y otro en la región de baja temperatura. Dicho ciclo se denomina **ciclo de vapor binario**. En los ciclos de vapor binarios, el condensador del ciclo de alta temperatura (también llamado *ciclo superior*) sirve como la caldera del ciclo de baja temperatura (también llamado *ciclo inferior*). Esto es, la salida de calor del ciclo de alta temperatura se utiliza como la entrada de calor del de baja temperatura.

Algunos fluidos de trabajo adecuados para el ciclo de alta temperatura son el mercurio, el sodio, el potasio y las mezclas de sodio y potasio. El esquema y el diagrama *T-s* de un ciclo de vapor binario de mercurio y agua se muestra en la figura 10-27. La temperatura crítica del mercurio es de 898 °C (bastante arriba del límite metalúrgico actual) y su presión crítica es solamente de 18 MPa. Esto hace al mercurio un fluido de trabajo muy adecuado para el ciclo superior; sin embargo, no es adecuado como único fluido de trabajo para el ciclo completo, porque a una temperatura de condensador de 32 °C su presión de saturación es de 0.07 Pa. Una central eléctrica no puede operar en este vacío debido a los problemas de filtración de aire. A una presión del conden-

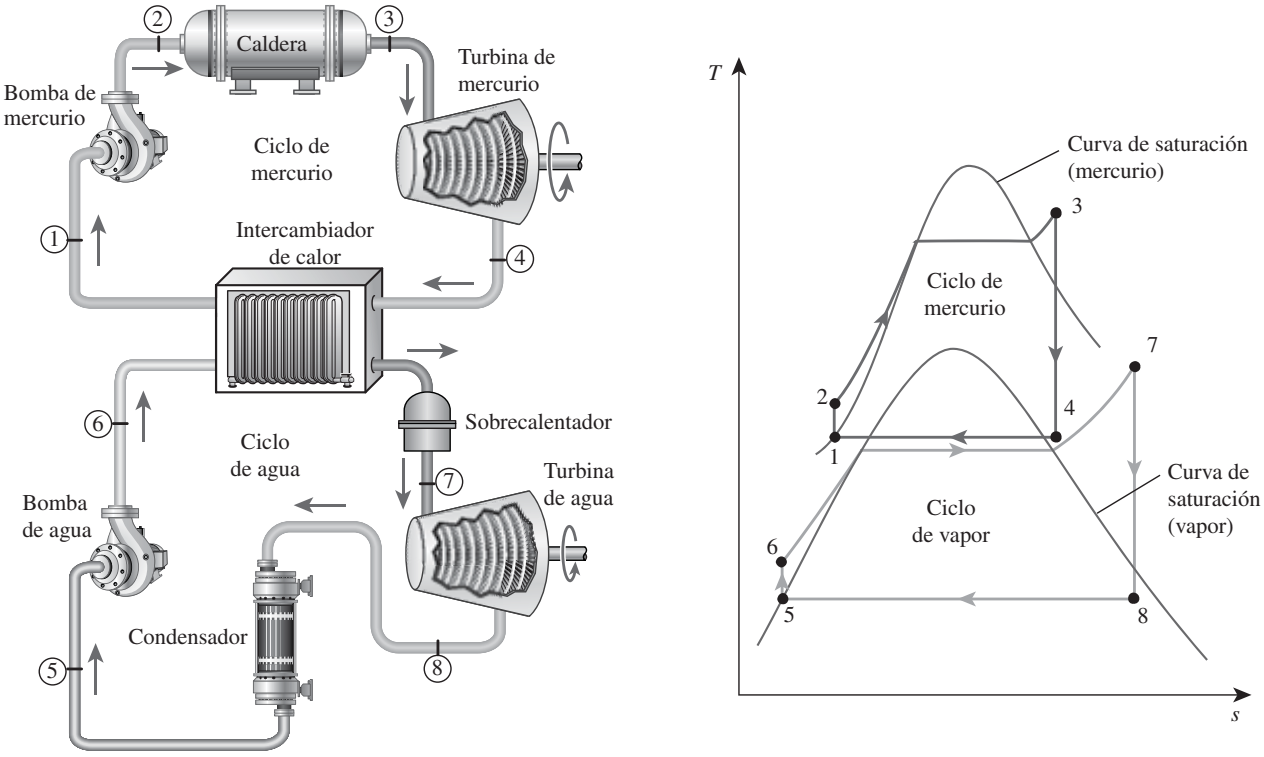


Figura 10-27
Ciclo de vapor binario de mercurio y agua.

sador aceptable de 7 kPa, la temperatura de saturación del mercurio es de 237 °C, la cual resulta inaceptablemente alta como la temperatura mínima en el ciclo. Por consiguiente, el uso del mercurio como fluido de trabajo se limita a los ciclos de alta temperatura. Otras desventajas del mercurio son su toxicidad y su elevado costo. El flujo másico del mercurio en ciclos de vapor binarios es varias veces la del agua debido a su baja entalpía de evaporación.

A partir del diagrama *T-s* en la figura 10-27, es evidente que para los mismos límites de temperatura el ciclo de vapor binario se acerca más al ciclo de Carnot que al de vapor. Por lo tanto, la eficiencia térmica de una central se incrementa al cambiar a ciclos binarios. El uso de los ciclos binarios de agua y mercurio en Estados Unidos data de 1928. Varias centrales se han construido desde entonces en el área de Nueva Inglaterra, donde los costos de combustible son más altos. Una pequeña central eléctrica de mercurio y agua (40 MW), que estuvo en servicio en New Hampshire en 1950, tuvo una eficiencia térmica más alta que la mayor parte de las grandes centrales modernas en uso en esa época.

Algunos estudios muestran que las eficiencias térmicas de 50 por ciento o más son posibles en caso de ciclos de vapor binarios. Sin embargo, este tipo de ciclos no resultan atractivos desde el punto de vista económico debido a su alto costo inicial y a la competencia ofrecida por las centrales combinadas de gas y vapor.

RESUMEN

El *ciclo de Carnot* no es un modelo adecuado para los ciclos de potencia de vapor porque no se puede alcanzar en la práctica. El ciclo modelo para los ciclos de potencia de vapor es el *ciclo Rankine*, el cual se compone de cuatro procesos internamente reversibles: adición de calor a presión constante en una caldera, expansión isentrópica en una turbina, rechazo de calor a presión constante en un condensador y compresión isentrópica en una bomba. El vapor sale del condensador como líquido saturado a la presión del condensador.

La eficiencia térmica del ciclo Rankine se incrementa al elevar la temperatura promedio a la cual se transfiere calor hacia el fluido de trabajo y/o al disminuir la temperatura promedio a la que se rechaza el calor hacia el medio de enfriamiento. La temperatura promedio durante el rechazo de calor puede reducirse disminuyendo la presión de salida de la turbina. Consecuentemente, la presión del condensador de la mayor parte de las centrales eléctricas de vapor está por debajo de la presión atmosférica. La temperatura promedio durante la adición de calor se incrementa elevando la presión de la caldera o sobrecalentando el fluido a altas temperaturas. Sin embargo, hay un límite para el grado de sobrecalentamiento, ya que la temperatura del fluido no permite exceder un valor metalúrgicamente seguro.

El sobrecalentamiento tiene la ventaja adicional de disminuir el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina. Sin embargo, al disminuir la presión de escape o elevar la presión de la caldera se aumenta el contenido de humedad. Para aprovechar las mejores eficiencias a presiones más altas de la caldera y presiones menores del condensador, el vapor suele *recalentarse* después de que se expande parcialmente en la turbina de alta presión. Esto se lleva a cabo extrayendo el vapor en la turbina de alta presión después de la expansión parcial, enviándolo de regreso a la caldera donde se recalienta a presión constante y regresándolo a la turbina de baja presión para completar la expansión hasta la presión del condensador. La temperatura promedio durante el proceso de recalentamiento, y en consecuencia la eficiencia térmica del ciclo, se pueden incrementar al aumentar el número de etapas de expansión y de recalentamiento. Cuando aumenta el número de etapas, los procesos de expansión y recalentamiento se acercan a un proceso isotérmico a temperatura máxima. El recalentamiento también disminuye el contenido de humedad a la salida de la turbina.

Otra manera de aumentar la eficiencia térmica del ciclo Rankine es la *regeneración*. Durante un proceso de este tipo, el agua líquida (agua de alimentación) que sale de la bomba se calienta, mediante algo de vapor extraído de la turbina a cierta presión intermedia, en dispositivos llamados *calentadores de agua de alimentación*. Los dos flujos se mezclan en calentadores abiertos de agua de alimentación, mientras que la mezcla sale como líquido saturado a la presión del calentador. En calentadores cerrados de agua de alimentación, el calor se transfiere del vapor hacia el agua de alimentación sin que haya mezcla.

La producción de más de una forma útil de energía (como calor de proceso y energía eléctrica) a partir de la misma fuente se llama *cogeneración*. Las plantas de cogeneración producen energía eléctrica al mismo tiempo que cubren los requerimientos de calor en ciertos procesos industriales. De este modo, la mayor parte de la energía transferida al fluido en la caldera se utiliza para un propósito útil. La fracción de la energía que se utiliza ya sea para calor de proceso o para generación de potencia se llama *factor de utilización* de la planta de cogeneración.

La eficiencia térmica total de una central eléctrica puede incrementarse utilizando un *ciclo combinado*. El ciclo combinado más común es el ciclo combinado de gas y vapor, en el que un ciclo de turbina de gas opera en el intervalo de alta temperatura mientras que un ciclo de turbina de vapor opera en el intervalo de baja temperatura. El vapor se calienta mediante los gases de escape de alta temperatura que salen de la turbina de gas. Los ciclos combinados tienen una eficiencia térmica más alta que la de los ciclos de vapor o de turbina de gas cuando éstos operan individualmente.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. R. L. Bannister y G. J. Silvestri. "The Evolution of Central Station Steam Turbines", *Mechanical Engineering*, febrero de 1989, pp. 70-78.
2. R. L. Bannister, G. J. Silvestri, A. Hizume y T. Fujikawa, "High Temperature Supercritical Steam Turbines", *Mechanical Engineering*, febrero de 1987, pp. 60-65.
3. M. M. El-Wakil, *Powerplant Technology*, Nueva York: McGraw-Hill, 1984.
4. K. W. Li y A. P. Priddy, *Power Plant System Design*, Nueva York: John Wiley & Sons, 1985.
5. H. Sorensen, *Energy Conversion Systems*, Nueva York: John Wiley & Sons, 1983.
6. *Steam, Its Generation and Use*, 39a. ed., Nueva York: Babcock and Wilcox Co., 1978.
7. *Turbomachinery* 28, núm. 2 (marzo/abril de 1987), Norwalk Connecticut: Business Journals, Inc.
8. J. Weisman y R. Eckart, *Modern Power Plant Engineering*, Englewood Cliffs, Nueva Jersey: Prentice-Hall, 1985.

PROBLEMAS*

Ciclos de vapor de Carnot

10-1C ¿Por qué el ciclo de Carnot no es un modelo realista para las centrales eléctricas de vapor?

10-2E En la caldera de una máquina de Carnot de flujo estacionario entra agua como líquido saturado a 400 psia y sale con una calidad de 0.95. El vapor sale de la turbina a una presión de 20 psia. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la eficiencia térmica, *b*) la calidad al final del proceso de rechazo de calor isotérmico y *c*) la salida neta de trabajo. *Respuestas: a*) 24.0 por ciento, *b*) 0.205, *c*) 178 Btu/lbm

10-3 Un ciclo de Carnot de flujo estacionario utiliza agua como fluido de trabajo. El agua cambia de líquido saturado a vapor saturado cuando se le transfiere calor de una fuente a 250 °C. El rechazo de calor sucede a una presión de 20 kPa. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la eficiencia térmica, *b*) la cantidad de calor rechazado y *c*) la salida neta de trabajo.

10-4 Repita el problema 10-3 para una presión de rechazo de calor de 10 kPa.

10-5 Considere un ciclo de Carnot de flujo estacionario con agua como fluido de trabajo. Las temperaturas máxima y mínima en el ciclo son 350 y 60 °C. La calidad del agua es 0.891 al principio del proceso de rechazo de calor y 0.1 al final. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la eficiencia térmica, *b*) la presión en la entrada de la turbina y *c*) la salida neta de trabajo. *Respuestas: a*) 0.465, *b*) 1.40 MPa, *c*) 1 623 kJ/kg

El ciclo Rankine simple

10-6C Considere un ciclo Rankine ideal simple con condiciones fijas a la entrada de la turbina. Cuál es el efecto que provoca reducir la presión del condensador en

La entrada de trabajo de la bomba:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La salida de trabajo de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El suministro de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El rechazo de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La eficiencia del ciclo:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El contenido de humedad a la salida de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual

10-7C Considere un ciclo Rankine ideal simple con temperatura fija a la entrada de la turbina y presión fija del condensador. Cuál es el efecto de aumentar la presión de la caldera en

La entrada de trabajo de la bomba:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La salida de trabajo de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El suministro de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El rechazo de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La eficiencia del ciclo:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El contenido de humedad a la salida de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual

10-8C Considere un ciclo Rankine ideal simple con presiones de la caldera y el condensador fijas. Cuál es el efecto de sobrecalentar el vapor a una temperatura más alta en

La entrada de trabajo de la bomba:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La salida de trabajo de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El suministro de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El rechazo de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La eficiencia del ciclo:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El contenido de humedad a la salida de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual

10-9C ¿En qué difieren los ciclos reales de energía de vapor de los idealizados?

10-10C La entropía del vapor de agua aumenta en las turbinas reales de vapor como resultado de las irreversibilidades. En un esfuerzo por controlar el aumento de entropía, se propone enfriar el vapor de agua en la turbina haciendo circular agua de enfriamiento alrededor de la carcasa de la turbina. Se alega que esto reducirá la entropía y la entalpía del vapor a la salida de la turbina y aumentará por tanto la producción de trabajo. ¿Cómo evaluaría usted esta propuesta?

10-11C ¿Es posible mantener una presión de 10 kPa en un condensador que se enfría mediante agua de río que entra a 20 °C?

10-12 Una planta termoeléctrica de vapor de agua opera en un ciclo Rankine ideal simple entre los límites de presión de 3 MPa y 50 kPa. La temperatura del vapor de la entrada de la turbina es de 300 °C, y el flujo másico del vapor a través del ciclo es de 35 kg/s. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la eficiencia térmica del ciclo y *b*) la potencia neta producida por la planta termoeléctrica.

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

10-13 Se usa refrigerante 134a como fluido de trabajo en un ciclo Rankine ideal simple que opera la caldera a 2 000 kPa y el condensador a 24 °C. La mezcla a la salida de la turbina tiene una calidad de 93 por ciento. Determine la temperatura de entrada a la turbina, la eficiencia térmica del ciclo y la relación de trabajo de retroceso de este ciclo.

10-14 Un ciclo Rankine ideal simple que usa agua como fluido de trabajo opera su condensador a 40 °C y su caldera a 300 °C. Calcule el trabajo que produce la turbina, el calor que se suministra en la caldera, y la eficiencia térmica de este ciclo cuando el vapor entra a la turbina sin ningún sobrecalentamiento.

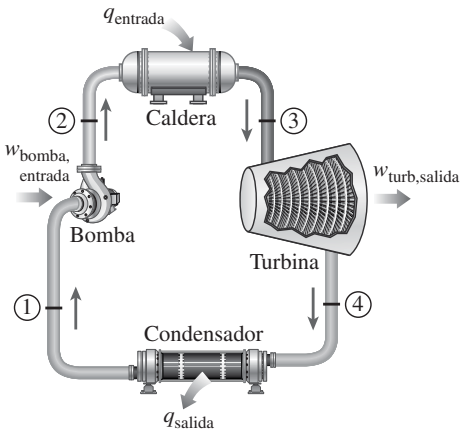


Figura P10-14

10-15E Un ciclo Rankine ideal simple con agua como fluido de trabajo opera entre los límites de presión de 2 500 psia en la caldera y 5 psia en el condensador. ¿Cuál es la temperatura mínima necesaria a la entrada de la turbina para que la calidad del vapor que sale de la turbina no sea menor de 80 por ciento? Cuando se opera a esta temperatura, ¿cuál es la eficiencia térmica del ciclo?

10-16 Considere una planta termoeléctrica de vapor de agua de 210 MW que opera en un ciclo Rankine ideal simple. El vapor entra a la turbina a 10 MPa y 500 °C y se enfría en el condensador a una presión de 10 kPa. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la calidad del vapor en la salida de la turbina, *b*) la eficiencia térmica del ciclo y *c*) el flujo másico del vapor.
Respuestas: a) 0.793, *b*) 40.2 por ciento, *c*) 165 kg/s

10-17 Repita el problema 10-16 considerando una eficiencia isentrópica de 85 por ciento tanto para la turbina como para la bomba. *Respuestas: a*) 0.874, *b*) 34.1 por ciento, *c*) 194 kg/s

10-18E Un ciclo Rankine de vapor de agua opera entre los límites de presión de 1 500 psia en la caldera y 2 psia en el condensador. La temperatura a la entrada de la turbina es de 800 °F. La eficiencia isentrópica de la turbina es de 90 por ciento, las pérdidas de la bomba son despreciables y el ciclo está diseñado para producir 2 500 kW de potencia. Calcule el flujo másico a través de la caldera, la potencia que produce la turbina, la tasa de suministro de calor en la caldera y la eficiencia térmica.

10-19E Reconsidere el problema 10-18E. ¿Cuánto error se introduciría en la eficiencia térmica si la potencia que necesita la bomba se despreciara por completo?

10-20E Una planta termoeléctrica de vapor opera en un ciclo Rankine ideal simple entre los límites de presión de 1 250 y 2 psia. El flujo másico del vapor por el ciclo es de 75 lbm/s. El contenido de humedad del vapor en la salida de la turbina no supera 10 por ciento. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la temperatura mínima en la entrada de la turbina, *b*) la tasa de entrada de calor a la caldera y *c*) la eficiencia térmica del ciclo.

10-21E Repita el problema 10-20E considerando una eficiencia isentrópica de 85 por ciento tanto para la turbina como para la bomba.

10-22 Un ciclo Rankine simple usa agua como fluido de trabajo. La caldera opera a 6 000 kPa y el condensador a 50 kPa. A la entrada de la turbina, la temperatura es 450 °C. La eficiencia isentrópica de la turbina es 94 por ciento, las pérdidas de presión y de bomba son despreciables, y el agua que sale del condensador está subenfriada en 6.3 °C. La caldera está diseñada para un flujo másico de 20 kg/s. Determine la tasa de adición de calor en la caldera, la potencia necesaria para operar las bombas, la potencia neta producida por el ciclo, y la eficiencia térmica. *Respuestas:* 59 660 kW; 122 kW; 18 050 kW; 30.3 por ciento

10-23 Mediante el uso del software EES (u otro), determine cuánto cambiaría la eficiencia térmica del ciclo en el problema 10-22 si hubiera una caída de presión de 50 kPa a través de la caldera.

10-24 Se deben calcular y comparar la producción neta de trabajo y la eficiencia térmica para los ciclos Carnot y Rankine ideal simple. El vapor de agua entra a la turbina en ambos casos a 5 MPa como vapor saturado y la presión del condensador es de 50 kPa. En el ciclo Rankine, el estado de salida del condensador es líquido saturado y en el ciclo Carnot el estado de entrada a la caldera es líquido saturado. Trace diagramas *T-s* para ambos ciclos.

10-25 Una planta termoeléctrica geotérmica binaria utiliza agua geotérmica a 160 °C como su fuente de calor. El ciclo

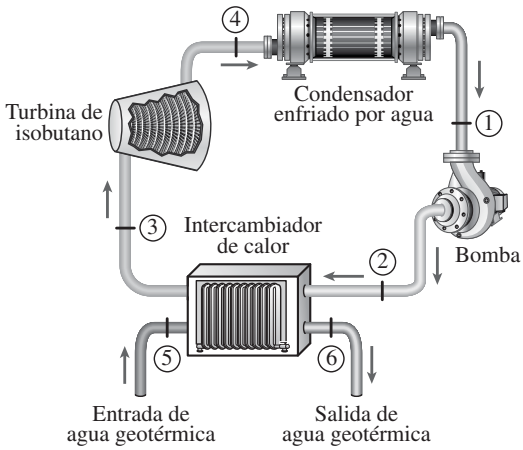


Figura P10-25

opera en el ciclo Rakine simple con isobutano como su fluido de trabajo. Se transfiere calor al ciclo mediante un intercambiador de calor en el cual entra agua líquida a 160 °C a razón de 555.9 kg/s y sale a 90 °C. Entra isobutano a la turbina a 3.25 MPa y 147 °C a razón de 305.6 kg/s, y sale a 79.5 ° y 410 kPa. El isobutano se condensa en un condensador enfriado por aire y se bombea a la presión de intercambiador de calor. Suponiendo que la bomba tiene una eficiencia isentrópica de 90 por ciento, determine *a*) la eficiencia isentrópica de la turbina, *b*) la potencia neta producida por la planta y *c*) la eficiencia térmica del ciclo. Las propiedades del isobutano pueden obtenerse mediante el EES.

10-26 Considere una planta termoeléctrica que quema el carbón y que produce 175 MW de potencia eléctrica. La planta opera en un ciclo Rankine ideal simple con condiciones de entrada a la turbina de 7 MPa y 550 °C, y una presión del condensador de 15 kPa. El carbón tiene un poder calorífico (energía liberada cuando se quema el combustible) de 29 300 kJ/kg. Suponiendo que 85 por ciento de esta energía se transfiere al vapor de agua en la caldera, y que el generador eléctrico tiene una eficiencia de 96 por ciento, determine *a*) la eficiencia total de la planta (la relación de producción neta de potencia eléctrica a entrada de energía como resultado de combustión de combustible) y *b*) la tasa necesaria de suministro de carbón. *Respuestas: a*) 31.5 por ciento, *b*) 68.3 t/h

El ciclo Rankine con recalentamiento

10-27 Muestre el ciclo Rankine ideal con tres etapas de recalentamiento en un diagrama *T-s*. Suponga que la temperatura de entrada a la turbina es la misma en todas las etapas. ¿Cómo varía la eficiencia del ciclo en función del número de etapas de recalentamiento?

10-28C ¿Cómo cambian las siguientes cantidades cuando un ciclo Rankine simple ideal se modifica con recalentamiento? Suponga que el flujo másico se mantiene igual.

Consumo de trabajo por la bomba:	*a*) aumenta, *c*) queda igual	*b*) disminuye,
Producción de trabajo por la turbina:	*a*) aumenta, *c*) queda igual	*b*) disminuye,
Suministro de calor:	*a*) aumenta, *c*) queda igual	*b*) disminuye,
Calor rechazado:	*a*) aumenta, *c*) queda igual	*b*) disminuye,
Contenido de humedad a la salida de la turbina:	*a*) aumenta, *c*) queda igual	*b*) disminuye,

10-29C Considere un ciclo Rankine ideal simple y un ciclo Rankine con tres etapas de recalentamiento. Ambos ciclos operan entre los mismos límites de presión. La temperatura máxima es 700 °C en el ciclo simple y 450 °C en el ciclo con recalentamiento. ¿Cuál ciclo piensa usted que tendrá una eficiencia térmica más alta?

10-30 Un ciclo Rankine ideal con recalentamiento con agua como el fluido de trabajo funciona con una presión en la caldera de 15 000 kPa, el recalentador a 2 000 kPa y el condensador a 100 kPa. La temperatura es de 450 °C a la entrada de las turbinas de alta y baja presión. El flujo másico a través del ciclo es de 1.74 kg/s. Determine la potencia usada por las bombas, la potencia producida por el ciclo, la tasa de transferencia de calor en el recalentador y la eficiencia térmica de este sistema.

10-31 Una planta termoeléctrica que usa el vapor de agua, opera en el ciclo Rankine ideal con recalentamiento. El vapor entra a la turbina de alta presión a 6 MPa y 400 °C y sale a 2 MPa. El vapor se recalienta luego a presión constante a 400 °C antes de expandirse a 20 kPa en la turbina de baja presión. Determine la producción de trabajo de la turbina, en kJ/kg, y la eficiencia térmica del ciclo. También muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación.

10-32 Reconsidere el problema 10-31. Usando software EES (u otro), resuelva este problema mediante la herramienta de ingreso de datos en ventana de diagrama de EES. Incluya los efectos de las eficiencias de la turbina y la bomba y muestre también los efectos del recalentamiento sobre la calidad de vapor a la salida de la turbina de baja presión. Grafique el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación. Explique los resultados en sus estudios paramétricos.

10-33E Entra vapor por la turbina de alta presión de una planta termoeléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal con recalentamiento a 800 psia y 900 °F y sale como vapor saturado. Después el vapor se recalienta a 800 °F antes de que se expanda a una presión de 1 psia. El calor se transfiere al vapor en la caldera una razón de 6×10^4 Btu/s. El vapor se enfría en el condensador mediante agua refrigerante de un río cercano, que entra al condensador a 45 °F. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la presión en la que se presenta el recalentamiento, *b*) la potencia neta generada y la eficiencia térmica, y *c*) el flujo másico mínimo de agua refrigerante requerida.

10-34 Considere una planta termoeléctrica de vapor de agua que opera en el ciclo Rankine ideal con recalentamiento. La

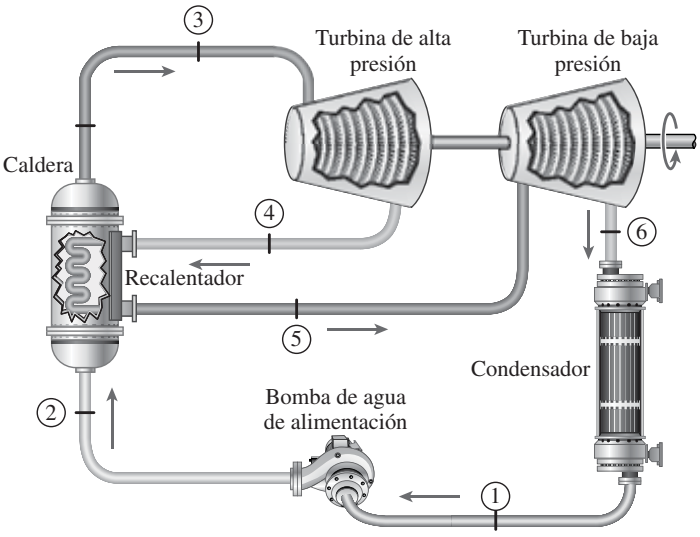


Figura P10-34

planta mantiene la caldera a 5 000 kPa, la sección de recalentamiento a 1 200 kPa, y el condensador a 20 kPa. La calidad del vapor húmedo a la salida de ambas turbinas es de 96 por ciento. Determine la temperatura a la entrada de cada turbina y la eficiencia térmica del ciclo.
Respuestas: 327 °C, 481 °C, 35.0 por ciento

10-35 Una planta termoeléctrica de vapor de agua opera en un ciclo Rankine ideal con recalentamiento entre los límites de presión de 15 MPa y 10 kPa. El flujo másico de vapor a través del ciclo es 12 kg/s. El vapor entra a ambas etapas de la turbina a 500 °C. Si el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina de baja presión no debe exceder 10 por ciento, determine *a*) la presión a la que tiene lugar el recalentamiento, *b*) la tasa total de entrada de calor a la caldera y *c*) la eficiencia térmica del ciclo. También muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación.

10-36 Una planta termoeléctrica de vapor de agua opera en el ciclo Rankine con recalentamiento. El vapor entra a la turbina de alta presión a 12.5 MPa y 550 °C, a razón de 7.7 kg/s y sale a 2 MPa. El vapor luego se recalienta a presión constante a 450 °C antes de expandirse en la turbina de baja presión. Las eficiencias isentrópicas de la turbina y la bomba son 85 y 90 por ciento, respectivamente. El vapor sale del condensador como líquido saturado. Si el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina no debe exceder 5 por ciento, determine *a*) la presión de condensador, *b*) la producción neta de potencia y *c*) la eficiencia térmica.
Respuestas: a) 9.73 kPa, *b*) 10.2 MW, *c*) 36.9 por ciento

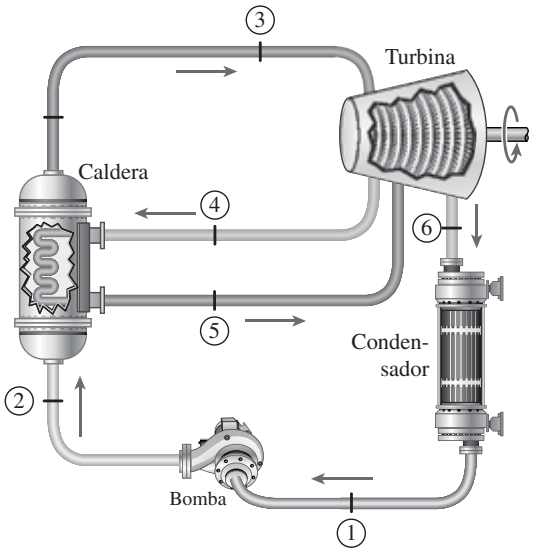


Figura P10-36

10-37 Considere una planta termoeléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine con recalentamiento y produce una potencia neta de 80 MW. El vapor entra a la turbina de alta presión a 10 MPa y 500 °C y a la turbina de baja presión a 1 MPa y 500 °C. El vapor sale del condensador como líquido saturado a una presión de 10 kPa. La eficiencia isentrópica de la turbina es de 80 por ciento, y la de la bomba es de 95 por ciento. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la calidad (o temperatura, si es sobrecalentado) del vapor en la salida de la turbina, *b*) la eficiencia térmica del ciclo y *c*) el flujo másico del vapor. *Respuestas: a*) 88.1 °C, *b*) 34.1 por ciento, *c*) 62.7 kg/s

10-38 Repita el problema 10-37 suponiendo que la bomba y la turbina son isentrópicas.
Respuestas: a) 0.949, *b*) 41.3 por ciento, *c*) 50.0 kg/s

Ciclo Rankine regenerativo

10-39C Durante el proceso de regeneración se extrae algo de vapor de agua de la turbina y se usa para calentar el agua líquida que sale de la bomba. Esto no parece muy inteligente, pues el vapor extraído podría producir algo más de trabajo en la turbina. ¿Cómo justifica usted esta acción?

10-40C Considere un ciclo Rankine ideal simple y un ciclo ideal Rankine regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación. Los dos ciclos son muy parecidos, salvo que el agua de alimentación en el ciclo regenerativo se calienta extrayendo algo de vapor justo antes de que entre a la turbina. ¿Cómo compararía usted las eficiencias de estos ciclos?

10-41C ¿En qué se distinguen los calentadores abiertos de agua de alimentación de los calentadores cerrados de agua de alimentación?

10-42C ¿Cómo cambian las siguientes cantidades cuando el ciclo Rankine ideal simple se modifica con regeneración? Suponga que el flujo másico a través de la caldera es el mismo.

Producción de trabajo por la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
Calor suministrado:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
Calor rechazado:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
Contenido de humedad a la salida de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual

10-43E El vapor de extracción de turbina entra a un calentador abierto de agua de alimentación de un ciclo regenerativo Rankine a 40 psia y 280 °F, mientras que el agua fría de enfriamiento entra a 110 °F. Determine la relación de flujo másico de vapor de extracción a flujo másico de entrada de agua necesaria para calentar el agua de alimentación a 250 °F.

10-44 El calentador cerrado de agua de alimentación de un ciclo regenerativo Rankine debe calentar agua a 7 000 kPa

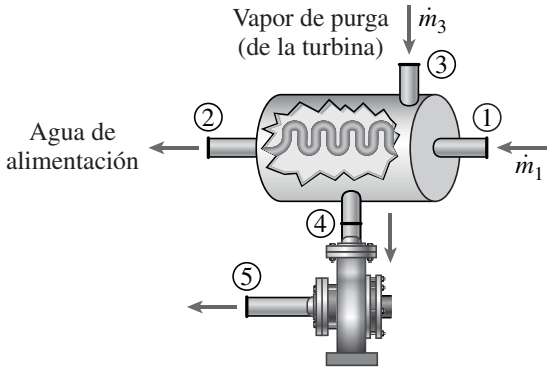


Figura P10-44

desde 260 °C hasta líquido saturado. La turbina suministra a esta unidad vapor de purga a 6 000 kPa y 325 °C. Este vapor se condensa como líquido saturado antes de entrar a la bomba. Calcule la cantidad de vapor de purga necesaria para calentar 1 kg de agua de alimentación en esta unidad.
Respuesta: 0.0779 kg/s

10-45 Una planta termoeléctrica de vapor opera en un ciclo de Rankine regenerativo ideal. El vapor entra a la turbina a 6 MPa y 450 °C y se condensa en el condensador a 20 kPa. Se extrae de la turbina vapor a 0.4 MPa para calentar el agua de alimentación en un calentador de agua de alimentación abierto. El agua sale del calentador de agua de alimentación como líquido saturado. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* y determine *a*) el trabajo neto realizado por kilogramo de vapor fluyendo por la caldera y *b*) la eficiencia térmica del ciclo. *Respuestas: a*) 1 017 kJ/kg, *b*) 37.8 por ciento.

10-46 Repita el problema 10-45 reemplazando el calentador de agua de alimentación abierto por un calentador de agua de alimentación cerrado. Suponga que el agua de alimentación sale del calentador a la temperatura de condensación del vapor extraído y que el vapor extraído sale del calentador como líquido saturado y es bombeado a la línea por la que fluye el agua de alimentación.

10-47 Una planta eléctrica de vapor opera en un ciclo ideal regenerativo Rankine con dos calentadores abiertos de agua de alimentación. El vapor entra a la turbina a 8 MPa y 550 °C y escapa al condensador a 10 kPa. El vapor se extrae de la turbina a 0.6 y 0.2 MPa. El agua sale de ambos calentadores de agua de alimentación como líquido saturado. El flujo másico de vapor a través de la caldera es 16 kg/s. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* y determine *a*) la producción neta de potencia de la planta eléctrica y *b*) la eficiencia térmica del ciclo.
Respuestas: a) 19.8 MW, *b*) 43.5 por ciento

10-48 Considere una planta termoeléctrica de vapor de agua que opera en el ciclo ideal Rankine regenerativo con un calentador cerrado de agua de alimentación como se muestra en la figura. La planta mantiene la entrada a la turbina a 3 000 kPa y 350 °C, y opera el condensador a 20 kPa. Se extrae vapor a 1 000 kPa para servicio del calentador cerrado de agua de alimentación, que se descarga en un condensador después de estrangularse a la presión del condensador. Calcule el trabajo que produce la turbina, el trabajo que consume la bomba y el suministro de calor en la caldera para este ciclo, por unidad de flujo en la caldera.
Respuestas: 741 kJ/kg, 3.0 kJ/kg, 2 353 kJ/kg

10-49 Reconsidere el problema 10-48. Usando software EES (u otro), determine la presión óptima de purga para el calentador cerrado de agua de alimentación que maximice la eficiencia térmica del ciclo. *Respuesta:* 220 kPa

10-50 Determine la eficiencia térmica del ciclo Rankine regenerativo del problema 10-48 cuando la eficiencia isentrópica de la turbina es 90 por ciento antes y después del punto de extracción de vapor.

10-51 Determine la eficiencia térmica del ciclo Rankine regenerativo del problema 10-48 cuando la eficiencia isentrópica de la turbina antes y después del punto de extracción de vapor es 90 por ciento y el condensado del condensador se subenfría en 10 °C.

10-52 Reconsidere el problema 10-48. Usando software EES (u otro), determine cuánto calor adicional se debe suministrar a la caldera cuando la eficiencia isentrópica de la turbina antes y después del punto de extracción es 90 por ciento y hay una caída de presión de 10 kPa a través de la caldera.

10-53 Considere un ciclo Rankine ideal regenerativo de vapor de agua con dos calentadores de agua de alimentación, uno cerrado y uno abierto. El vapor entra a la turbina a 10 MPa y 600 °C y sale hacia el condensador a 10 kPa. Se extrae vapor de la turbina a 1.2 MPa para el calentador cerrado y a 0.6 MPa para el abierto. El agua de alimentación se calienta a la temperatura de condensación del vapor

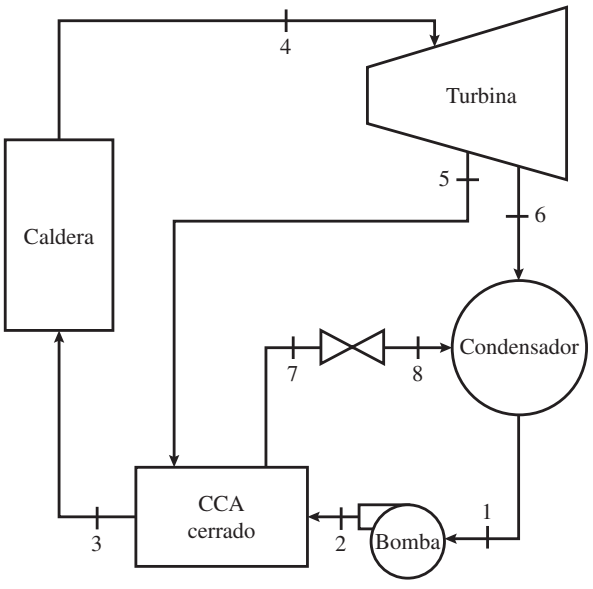


Figura P10-48

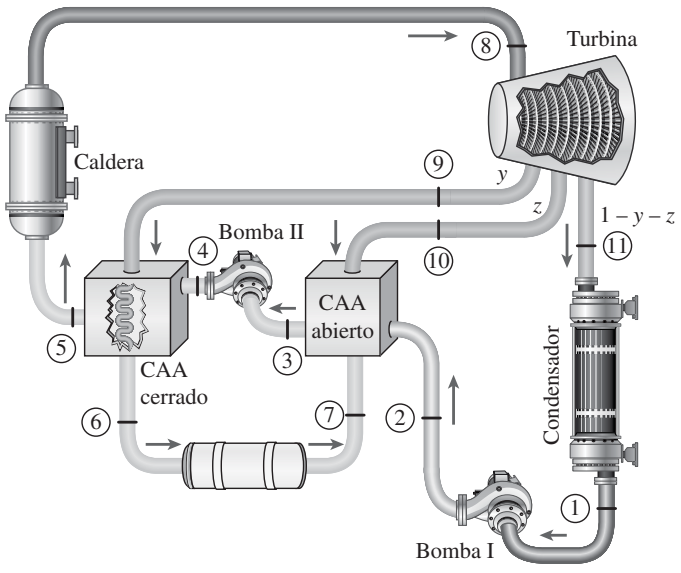


Figura P10-53

extraído en el calentador cerrado. El vapor extraído sale del calentador cerrado como líquido saturado, que en seguida se estrangula para conducirlo al calentador abierto. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) el flujo másico de vapor a través de la caldera para una producción neta de potencia de 400 MW y *b*) la eficiencia térmica del ciclo.

10-54 Reconsidere el problema 10-53. Usando software EES (u otro), investigue los efectos de las eficiencias de la turbina y de la bomba cuando varían de 70 a 100 por ciento sobre el flujo másico y la eficiencia térmica. Grafique el flujo másico y la eficiencia térmica como función de la eficiencia de la turbina para eficiencias de bomba de 70, 85 y 100 por ciento, y explique los resultados. También trace el diagrama *T-s* para eficiencias de turbina y bomba de 85 por ciento.

10-55 Una planta termoeléctrica a vapor opera en un ciclo de Rankine regenerativo con recalentamiento y genera una potencia neta de 80 MW. El vapor entra a la turbina de alta presión a 10 MPa y 550 °C y sale de ella a 0.8 MPa. Parte del vapor se extrae a esta presión para calentar el agua de alimentación en un calentador de agua de alimentación abierto. El resto del vapor se recalienta a 500 °C y se expande en la turbina de baja presión a la presión del condensador de 10 kPa. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) el flujo másico del vapor a través de la caldera y *b*) la eficiencia térmica del ciclo.
Respuestas: a) 54.5 kg/s, *b*) 44.4 por ciento.

10-56 Repita el problema 10-55, pero reemplace el calentador de agua de alimentación abierto por un calentador de agua de alimentación cerrado. Suponga que el agua de alimentación sale del calentador a la temperatura de condensación del vapor extraído y que el vapor extraído sale del calentador como líquido saturado y es bombeado a la línea que porta el agua de alimentación.

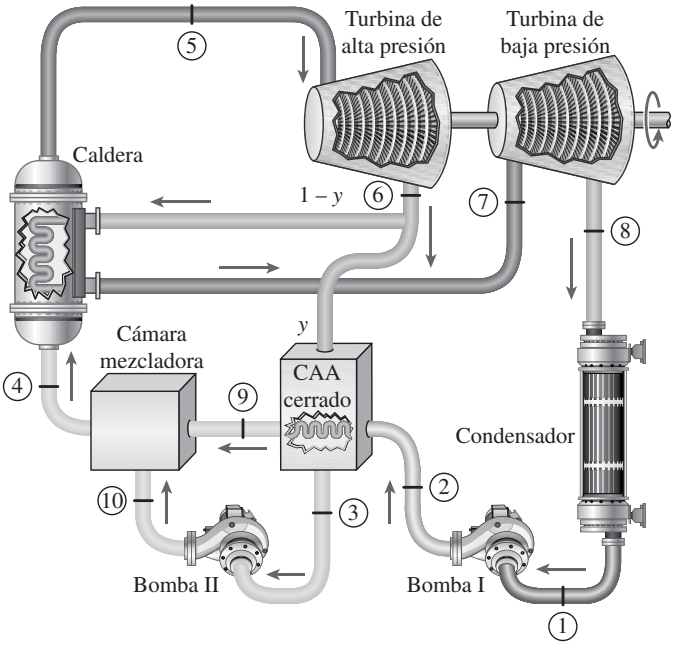


Figura P10-56

10-57 Abajo se muestra un ciclo ideal de vapor Rankine modificado con dos calentadores cerrados de agua de alimentación. El ciclo de potencia recibe 75 kg/s de vapor a la entrada de alta presión de la turbina. Los estados de salida del calentador de agua de alimentación, para el agua de alimentación de la caldera y el vapor condensado, son los estados ideales que normalmente se suponen. La fracción de la masa que entra a la turbina de alta presión en el estado 5 que se extrae para el calentador de agua de alimentación que opera a 1 400 kPa es $y = 0.1446$. Use los datos de las tablas que se dan en seguida para

a) Trazar el diagrama *T-s* para el ciclo ideal.
b) Determinar la fracción de la masa, *z*, que se extrae para el calentador cerrado de agua de alimentación que opera a la presión de extracción de 245 kPa.
c) Calcular el flujo necesario de agua de enfriamiento, en kg/s, para mantener la elevación de temperatura del agua de enfriamiento en el condensador en 10 °C. Suponga $c_p = 4.18$ kJ/kg · K para el agua de enfriamiento.
d) Determinar la producción neta de potencia y la eficiencia térmica de la planta.

Estados del proceso y datos seleccionados

Estado	P, kPa	T, °C	h, kJ/kg	s, kJ/kg · K
1	20			
2	5 000			
3	5 000			
4	5 000			
5	5 000	700	3 900	7.512
6	1 400		3 406	7.512
7	245		2 918	7.512
8	20		2 477	7.512

Datos de saturación

P, kPa	v_f, m³/kg	h_f, kJ/kg	s_g, kJ/kg · K
20	0.00102	251	7.907
245		533	7.060
1 400		830	6.468
5 000	0.00129	1 154	5.973

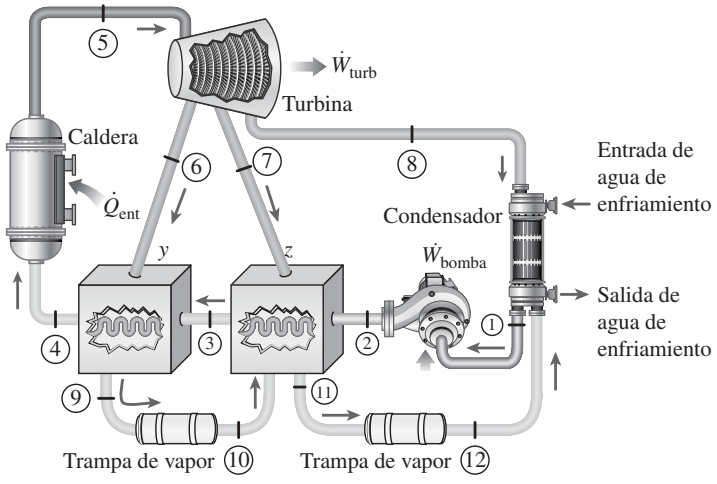


Figura P10-57

Análisis de ciclos de potencia de vapor con base en la segunda ley

10-58 Determine la destrucción de exergía asociada con cada uno de los procesos del ciclo de Rankine descrito en el problema 10-12, suponiendo una temperatura de la fuente de 1 500 K y una temperatura del sumidero de 290 K.

10-59 Determine la destrucción de exergía asociada con cada uno de los procesos del ciclo de Rankine descrito en el problema 10-16, suponiendo una temperatura de la fuente de 1 500 K y una temperatura del sumidero de 290 K.
Respuestas: 0, 1 112 kJ/kg, 0, 172.3 kJ/kg

10-60 Determine la destrucción de exergía asociada con cada uno de los procesos para el ciclo Rankine con recalentamiento que se describe en el problema 10-31. Suponga una temperatura de fuente de 1 500 K y una temperatura de sumidero de 295 K.

10-61 Reconsidere el problema 10-60. Usando software EES (u otro), resuelva este problema mediante la herramienta de ingreso de datos de ventana de EES. Incluya los efectos de las eficiencias de turbina y bomba para evaluar las irreversibilidades asociadas con cada uno de los procesos. Grafique el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación. Explique los resultados de sus estudios paramétricos.

10-62 Determine la destrucción de exergía asociada con el proceso de adición de calor y el proceso de expansión en el problema 10-37. Suponga una temperatura de la fuente de 1 600 K y una temperatura del sumidero de 285 K. También determine la exergía del vapor en la salida de la caldera. Sea $P_0 = 100$ kPa. *Respuestas:* 1 289 kJ/kg, 247.9 kJ/kg, 1 495 kJ/kg

10-63 Determine la destrucción de exergía asociada con el ciclo regenerativo descrito en el problema 10-45. Suponga una temperatura de la fuente de 1 500 K y una temperatura del sumidero de 290 K. *Respuesta:* 1 155 kJ/kg

10-64 Determine la destrucción de exergía asociada con los procesos de recalentamiento y regeneración descritos en el problema 10-55. Considere una temperatura de la fuente de 1 800 K y una temperatura del sumidero de 290 K.

10-65 En la figura P10-65 se da el esquema de una planta geotérmica con una sola cámara de vaporización instantánea. El recurso geotérmico está disponible como líquido saturado a 230 °C. El líquido geotérmico se saca del pozo de producción a razón de 230 kg/s y se estrangula de la cámara de vaporización instantánea a una presión de 500 kPa, mediante un proceso esencialmente isentálpico, al separador donde el vapor resultante se separa del líquido y se dirige a la turbina. El vapor sale de la turbina a 10 kPa con un contenido de humedad de 5 por ciento, y entra al condensador, donde se condensa; se conduce a un pozo de reinyección junto con el líquido que viene del separador. Determine *a*) la producción de potencia de la turbina y la eficiencia térmica de la planta, *b*) la exergía del líquido geotérmico a la salida de la cámara de vaporización instantánea, y las destrucciones de exergía y la eficiencia (exergética) según la segunda ley para *c*) la cámara de psia, *d*) la turbina y *e*) toda la planta.
Respuestas: a) 10.8 MW, 0.053, *b*) 17.3 MW, *c*) 5.1 MW, 0.898, *d*) 10.9 MW, 0.500, *e*) 39.0 MW, 0.218

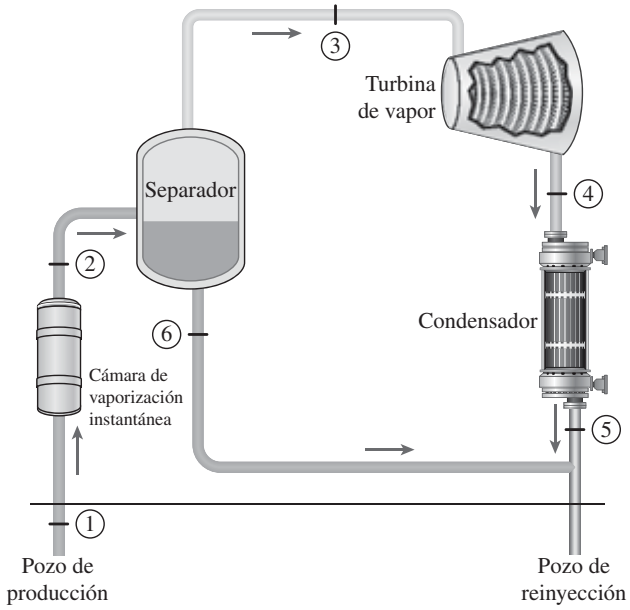


Figura P10-65

Cogeneración

10-66C ¿Cómo se define el factor de utilización ϵ_u para plantas de cogeneración? ¿Podría ϵ_u ser igual a 1 para una planta de cogeneración que no produce potencia?

10-67C Considere una planta de cogeneración para la que el factor de utilización es 1. ¿La irreversibilidad asociada con este ciclo es necesariamente cero? Explique.

10-68C Considere una planta de cogeneración para la cual el factor de utilización es 0.5. ¿La destrucción de exergía asociada con esta planta puede ser cero? Si es que sí, ¿bajo cuáles condiciones?

10-69 El vapor de agua entra a la turbina de una planta de cogeneración a 4 MPa y 500 °C. Una cuarta parte del vapor se

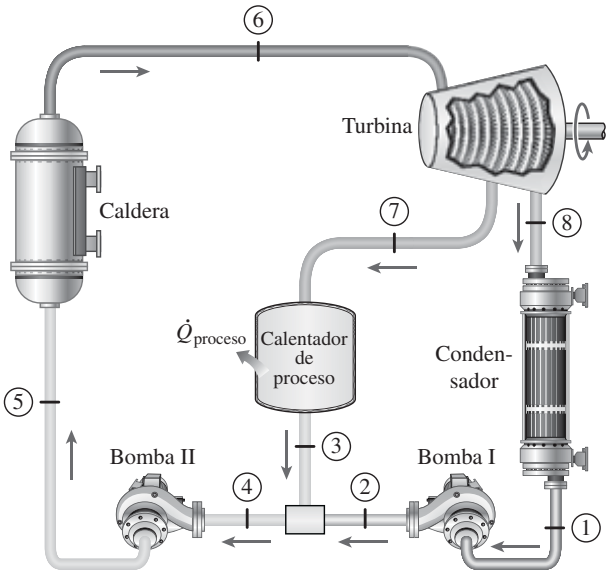


Figura P10-69

extrae de la turbina a una presión de 1 200 kPa para calentamiento de proceso. El vapor restante sigue expandiéndose hasta 10 kPa. El vapor extraído se condensa luego y se mezcla con el agua de alimentación a presión constante, y la mezcla se bombea a la presión de la caldera de 7 MPa. El flujo másico de vapor a través de la caldera es 55 kg/s. Despreciando cualquier caída de presión y cualquier pérdida de calor en la tubería, y suponiendo que la turbina y la bomba son isentrópicas, determine la producción neta de potencia y el factor de utilización de la planta.

10-70E Una planta grande de procesamiento de alimentos necesita 1.5 lbm/s de vapor saturado de agua o ligeramente sobrecalentado a 140 psia, que se extrae de la turbina de una planta de cogeneración. La caldera genera vapor a 800 psia y 1 000 °F a razón de 10 lbm/s, y la presión del condensador es de 2 psia. El vapor sale del calentador del proceso como líquido saturado. Luego se mezcla con el agua de alimentación a la misma presión, y esta mezcla se bombea a la presión de la caldera. Suponiendo que tanto ambas bombas como la turbina tienen eficiencias isentrópicas de 86 por ciento, determine *a*) la tasa de transferencia de calor a la caldera y *b*) la producción de potencia de la planta de cogeneración.
Respuestas: a) 13.810 Btu/s, *b*) 4 440 kW

10-71 Se genera vapor de agua en la caldera de una planta de cogeneración a 10 MPa y 450 °C a un flujo estacionario de 5 kg/s. En operación normal, el vapor se expande en una turbina a una presión de 0.5 MPa, y luego se conduce al calentador de proceso, donde suministra el calor de proceso. El vapor sale del calentador de proceso como líquido saturado y se bombea a la presión de la caldera. En este modo operativo, no pasa vapor por el condensador, que opera a 20 kPa.

a) Determine la potencia producida y la tasa de suministro de calor de proceso en este modo operativo.
b) Determine la potencia producida y la tasa de suministro de calor de proceso si sólo 60 por ciento del vapor se conduce al calentador de proceso y el resto se expande a la presión del condensador.

10-72 Considere una planta eléctrica de cogeneración modificada con regeneración. El vapor de agua entra a la turbina a 9 MPa y 400 °C, y se expande a una presión de 1.6 MPa. A esta presión, 35 por ciento del vapor se extrae de la turbina, y el resto se expande a 10 kPa. Parte del vapor extraído se usa para calentar el agua de alimentación en un calentador abierto de agua de alimentación. El resto del vapor extraído se usa para calentamiento de proceso y sale del calentador de proceso como líquido saturado a 1.6 MPa. Luego se mezcla con el agua de alimentación que sale del calentador de agua de alimentación, y la mezcla se bombea a la presión de la caldera. Suponiendo que las turbinas y las bombas son isentrópicas, muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación, y determine el flujo másico de vapor a través de la caldera para una producción neta de potencia de 25 MW. *Respuesta:* 29.1 kg/s

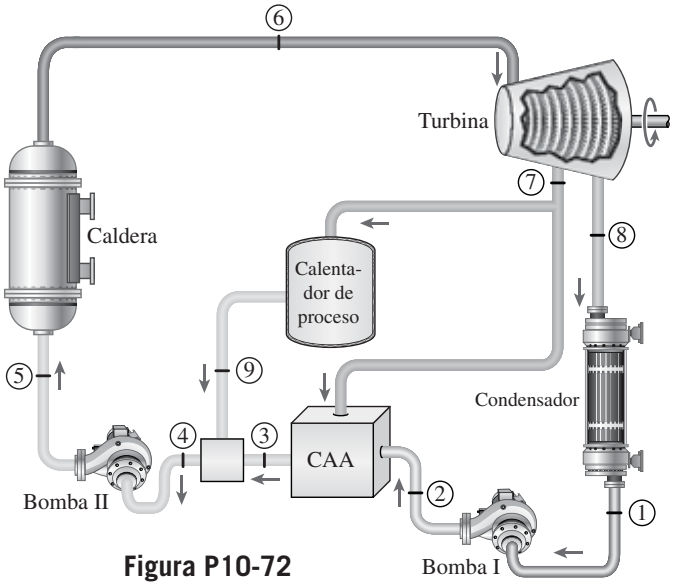


Figura P10-72

10-73 Reconsidere el problema 10-72. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la presión de extracción de vapor de la turbina para usarlo en el calentador de proceso y el calentador abierto de agua de alimentación sobre el flujo másico necesario. Grafique el flujo másico en la caldera como función de la presión de extracción, y explique los resultados.

10-74E Se genera vapor de agua en la caldera de una planta de cogeneración a 600 psia y 650 °F a razón de 32 lbm/s. La planta debe producir potencia al mismo tiempo que satisface las necesidades de vapor de proceso para cierta aplicación industrial. Una tercera parte del vapor que sale de la caldera se estrangula a una presión de 120 psia y se conduce al calentador de proceso. El resto del vapor se expande en una turbina isentrópica a una presión de 120 psia y también se conduce al calentador de proceso. El vapor sale del calentador de proceso a 240 °F. Despreciando el trabajo de la bomba, determine *a*) la potencia neta producida, *b*) la tasa de suministro de calor de proceso y *c*) el factor de utilización de esta planta.

Ciclos de potencia combinados de gas-vapor

10-75C En los ciclos combinados de gas-vapor, ¿cuál es la fuente de energía para el vapor?

10-76C ¿Por qué el ciclo combinado de gas-vapor es más eficiente que cualquiera de los ciclos operados por sí solos?

10-77 La porción de una turbina de gas de una planta termoeléctrica de gas-vapor de agua tiene una relación de presiones de 16. El aire entra por el compresor a 300 K a razón de 14 kg/s y es calentado a 1 500 K en la cámara de combustión. Los gases de combustión que salen de la turbina de gas se utilizan para calentar el vapor a 400 °C y 10 MPa en el intercambiador de calor. Los gases de combustión salen del intercambiador de calor a 420 K. El vapor que sale de la turbina está condensado a 15 kPa. Suponiendo que todos los procesos de compresión y expansión son isentrópicos, determine *a*) el flujo másico del vapor, *b*) la potencia neta producida y *c*) la eficiencia térmica del ciclo combinado. Para el aire, considere calores específicos constantes a temperatura ambiente.
Respuestas: a) 1.275 kg/s, *b*) 7 819 kW, *c*) 66.4 por ciento.

10-78 Considere una planta eléctrica de ciclo combinado de gas-vapor que tiene una producción neta de potencia de 450 MW. La relación de presiones del ciclo de turbina de gas es 14. El aire entra al compresor a

300 K, y a la turbina a 1 400 K. Los gases de combustión que salen de la turbina de gas se usan para calentar el vapor a 8 MPa a 400 °C en un intercambiador de calor. Los gases de combustión salen del intercambiador de calor a 460 K. Un calentador abierto de agua de alimentación incorporado al ciclo de vapor opera a una presión de 0.6 MPa. La presión del condensador es de 20 kPa. Suponiendo que todos los procesos de compresión y expansión son isentrópicos, determine *a*) la relación de flujos másicos de aire a vapor, *b*) la tasa necesaria de entrada de calor en la cámara de combustión y *c*) la eficiencia térmica del ciclo combinado.

10-79 Reconsidere el problema 10-78. Usando software EES (u otro), estudie los efectos de la relación de presiones del ciclo de gas al variar de 10 a 20 sobre la relación de flujo de gas a flujo de vapor y sobre la eficiencia térmica del ciclo. Grafique sus resultados como funciones de la relación de presiones del ciclo de gas, y explique los resultados.

10-80 Repita el problema 10-78 considerando eficiencias isentrópicas de 100 por ciento para la bomba, 82 por ciento para el compresor y 86 por ciento para las turbinas de gas y de vapor.

10-81 Reconsidere el problema 10-80 y con ayuda del software EES (u otro) estudie los efectos de la relación de presiones del ciclo de gas conforme éstas varían de 10 a 20 sobre la razón de flujo de gas con respecto a la razón de flujo de vapor y la eficiencia térmica del ciclo. Grafique sus resultados en función de la relación de presiones del ciclo de gas, y analice los resultados.

10-82 Considere una planta eléctrica de ciclo combinado de gas-vapor que tiene una producción neta de potencia de 280 MW. La relación de presiones del ciclo de turbina de gas es 11. El aire entra al compresor a 300 K y a la turbina a 1 100 K. Los gases de combustión que salen de la turbina de gas se usan para calentar el vapor a 5 MPa a 350 °C en un intercambiador de calor. Los gases de combustión salen del intercambiador de calor a 420 K. Un calentador abierto de agua de alimentación incorporado en el ciclo de vapor opera a una presión de 0.8 MPa. La presión del condensador es de 10 kPa. Suponiendo eficiencias isentrópicas de 100 por ciento para la bomba, 82 por ciento para el compresor y 86 por ciento para las turbinas de gas y de vapor, determine *a*) la relación de flujos másicos de aire a vapor, *b*) la tasa necesaria de entrada de calor en la cámara de combustión y *c*) la eficiencia térmica del ciclo combinado.

10-83 Reconsidere el problema 10-82. Usando software EES (u o tro), estudie los efectos de la relación de presiones del ciclo de gas al variar de 10 a 20 sobre la relación de flujo de gas a flujo de vapor, y sobre la eficiencia térmica del ciclo. Grafique sus resultados como funciones de la relación de presiones del ciclo de gas, y explique los resultados.

10-84 Considere un ciclo combinado de potencia de gas-vapor. El ciclo de gas es un ciclo Brayton simple que tiene una relación de presiones de 7. El aire entra al compresor a 15 °C a razón de 40 kg/s, y a la turbina de gas a 950 °C. El ciclo de vapor es un ciclo Rankine con recalentamiento entre los límites de presión de 6 MPa y 10 kPa. El vapor de agua se calienta en el intercambiador de calor a razón de 4.6 kg/s por los gases de escape que salen de la turbina de gas, y los gases de escape salen del intercambiador de calor a 200 °C. El vapor sale de la turbina de alta presión a 1.0 MPa y se recalienta a 400 °C en el intercambiador de calor antes de que se expanda en la presión de baja presión. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 80 por ciento para todas las bombas, turbinas y compresor, determine *a*) el contenido de humedad a la salida de la turbina de baja presión, *b*) la temperatura del vapor a la entrada de la turbina de alta presión y *c*) la producción neta de potencia y la eficiencia térmica de la planta combinada.

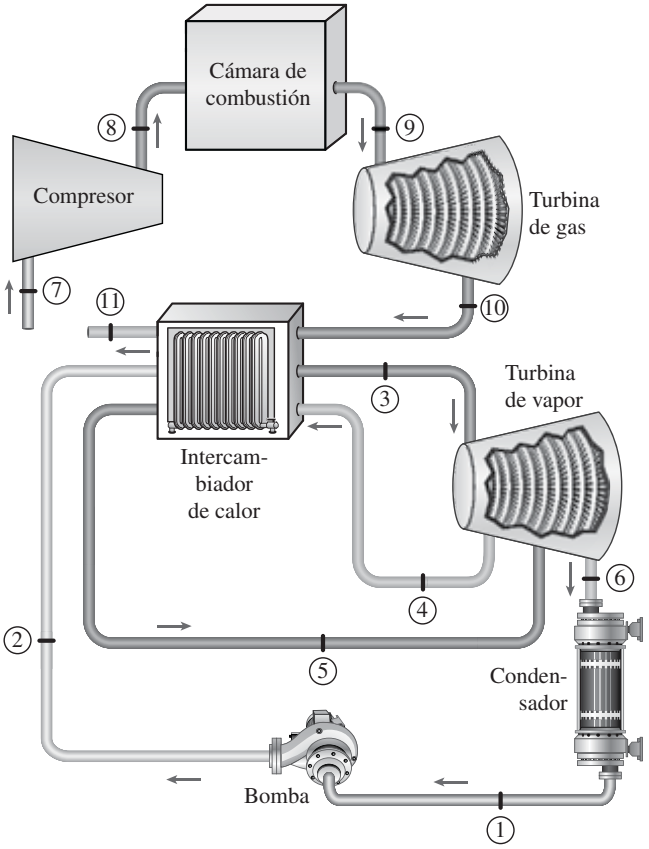


Figura P10-84

Tema especial: ciclos binarios de vapor

10-85C ¿Por qué el vapor de agua no es un fluido ideal de trabajo para los ciclos de potencia de vapor?

10-86C ¿Qué es un ciclo binario de potencia? ¿Cuál es su propósito?

10-87C ¿Cuál es la diferencia entre el ciclo binario de potencia de vapor y el ciclo combinado de potencia de gas-vapor?

10-88C ¿Por qué el mercurio es un fluido adecuado de trabajo para el ciclo "de arriba" de un ciclo binario de vapor, pero no para el ciclo "de abajo"?

10-89 Escribiendo un balance de energía para el intercambiador de calor de un ciclo binario de potencia de vapor, obtenga una expresión para la relación de flujos másicos de dos fluidos en términos de sus entalpías.

Problemas de repaso

10-90 Entra vapor a la turbina de una planta termoeléctrica de vapor que opera en un ciclo de Rankine ideal simple a una presión de 6 MPa, y sale de él como vapor saturado a 7.5 kPa. El calor se transfiere al vapor de la caldera a razón de 40 000 kJ/s. El vapor es enfriado en el condensador por el agua refrigerante de un río cercano, que entra en el condensador a 15 °C. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la temperatura en la entrada de la turbina, *b*) la potencia neta producida y *c*) el flujo másico requerido para el agua de refrigeración.

10-91 Una planta de potencia de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal simple mantiene la caldera a 6 000 kPa, la entrada de la turbina a 600 °C y el condensador a 50 kPa. Compare la eficiencia térmica de este ciclo cuando se opera de manera que el líquido entra a la bomba como líquido saturado contra la correspondiente al caso en que el líquido entra a la bomba 11.3 °C más frío que un líquido saturado a la presión del condensador.

10-92 Una planta termoeléctrica de vapor de agua opera en un ciclo Rankine ideal con dos etapas de recalentamiento y tiene una producción neta de potencia de 75 MW. El vapor entra en las tres etapas de la turbina en 550 °C. La presión máxima en el ciclo es 10 MPa, y la presión mínima es 30 kPa. El vapor se recalienta a 4 MPa la primera vez y a 2 MPa la segunda vez. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la eficiencia térmica del ciclo y *b*) el flujo másico del vapor.
Respuestas: a) 40.5 por ciento, *b*) 48.5 kg/s

10-93 Considere una planta termoeléctrica de vapor de agua que opera en el ciclo Rankine ideal con recalentamiento entre los límites de presión de 30 MPa y 10 kPa con una temperatura máxima de ciclo de 700 °C y un contenido de humedad de 5 por ciento a la salida de la turbina. Para una temperatura de recalentamiento de 700 °C, determine las presiones de recalentamiento del ciclo para los casos de recalentamiento *a*) sencillo y *b*) doble.

10-94 Considere una planta termoeléctrica de vapor de agua que opera en un ciclo Rankine regenerativo y tiene una producción neta de potencia de 150 MW. El vapor entra a la turbina a 10 MPa y 500 °C y al condensador a 10 kPa. La eficiencia isentrópica de la turbina es de 80 por ciento, y la de las bombas es de 95 por ciento. Se extrae vapor de la turbina a 0.5 MPa para calentar el agua de alimentación en un calentador abierto. El agua sale del calentador como líquido saturado. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* y determine *a*) el flujo másico de vapor a través de la caldera y *b*) la eficiencia térmica del ciclo. También determine la destrucción de exergía asociada con el proceso de regeneración. Suponga una temperatura de fuente de 1 300 K y una temperatura de sumidero de 303 K.

10-95 Repita el problema 10-94 suponiendo que tanto la bomba como la turbina son isentrópicas.

10-96 Considere un ciclo Rankine ideal con recalentamiento y regeneración, con un calentador abierto de agua de alimentación. La presión de la caldera es de 10 MPa, la presión del condensador es de 15 kPa, la presión del recalentador es de 1 MPa y la presión del agua de alimentación es de 0.6 MPa. El vapor entra tanto a la turbina de alta presión como a la de baja presión a 500 °C. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la fracción de vapor que se extrae para la regeneración y *b*) la eficiencia térmica del ciclo. *Respuestas: a*) 0.144, *b*) 42.1 por ciento

10-97 Repita el problema 10-96 suponiendo una eficiencia isentrópica de 84 por ciento para las turbinas y 100 por ciento para las bombas.

10-98 Se va a suministrar vapor de agua de una caldera a una turbina de alta presión cuya eficiencia isentrópica es de 85 por ciento en condiciones que se deben determinar. El vapor debe salir de la turbina de alta presión como vapor saturado a 1.4 MPa, y la turbina debe producir 5.5 MW de potencia. El vapor a la salida de la turbina se extrae a razón de 1 000 kg/min y se conduce a un calentador de proceso, mientras el resto del vapor se alimenta a una turbina de baja presión cuya eficiencia isentrópica es 80 por ciento. La turbina de baja presión permite que el vapor se expanda a una presión de 10 kPa y produce 1.5 MW de potencia. Determine la temperatura, la presión y el flujo de vapor a la entrada de la turbina de alta presión.

10-99 Una planta textil necesita 4 kg/s de vapor de agua saturado a 2 MPa, que se extrae de la turbina de una planta

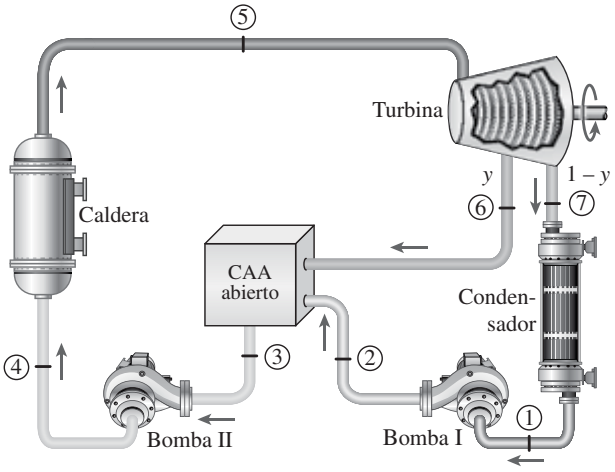


Figura P10-94

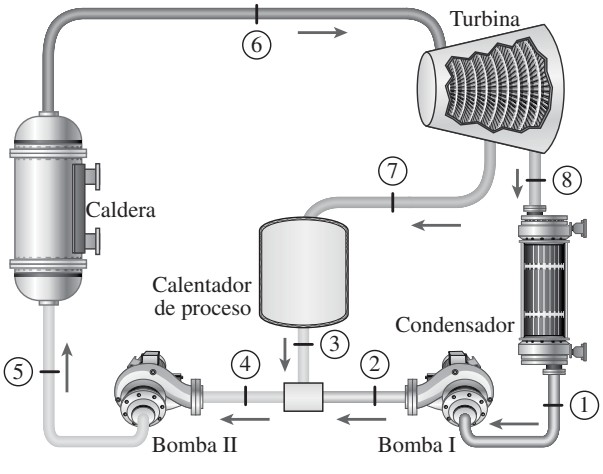


Figura P10-99

de cogeneración. El vapor entra a la turbina a 8 MPa y 500 °C a razón de 11 kg/s, y sale a 20 kPa. El vapor extraído sale del calentador de proceso como líquido saturado, y se mezcla con el agua de alimentación a presión constante. La mezcla se bombea a la presión de la caldera. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 88 por ciento tanto para la turbina como para las bombas, determine *a*) la tasa de suministro de calor de proceso, *b*) la producción neta de potencia y *c*) el factor de utilización de la planta.

Respuestas: a) 8.56 MW, *b*) 8.60 MW, *c*) 53.8 por ciento

10-100 Considere una planta termoeléctrica de cogeneración que se modifica con recalentamiento y produce 3 MW de potencia y suministra 7 MW de calentamiento de proceso. El vapor entra a la turbina de alta presión a 8 MPa y 500 °C y se expande a una presión de 1 MPa. A esta presión parte del vapor se extrae de la turbina y se envía al calentador de proceso, mientras que el resto se recalienta a 500 °C y se expande en la turbina de baja presión a la presión del condensador de 15 kPa. El condensado del condensador se bombea a 1 MPa y se mezcla con el vapor extraído, que sale del calentador de proceso como líquido comprimido a 120 °C. Después la mezcla se bombea a la presión de la caldera. Suponiendo que la turbina es isentrópica, muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación e, ignorando el trabajo de bombeo, determine *a*) la razón de entrada de calor en la caldera y *b*) la fracción de vapor extraído del calentador de proceso.

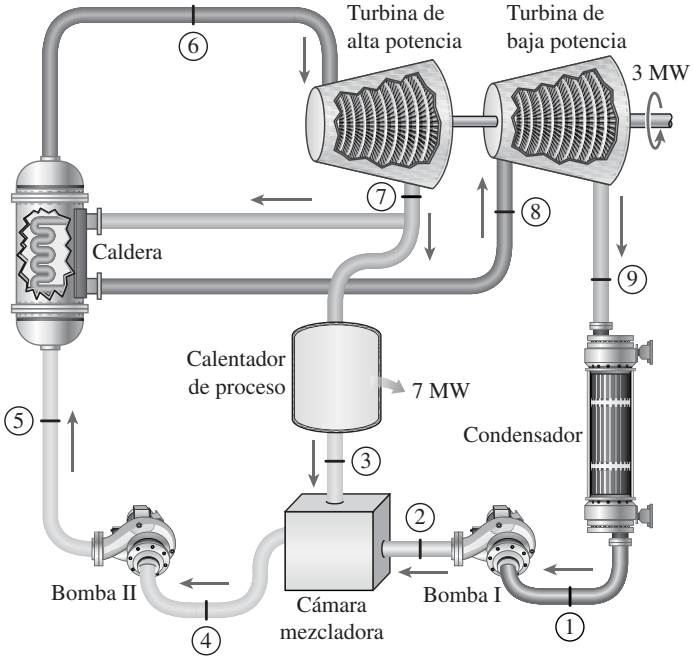


Figura P10-100

10-101E Entra aire atmosférico, a 14.7 psia y 80 °F, al compresor de aire de un sistema de generación eléctrica de ciclo combinado de gas-vapor. La relación de compresión del compresor de aire es 10; la temperatura máxima del ciclo es 2 100 °F, y el compresor de aire y la turbina tienen una eficiencia isentrópica de 90 por ciento. El gas sale del intercambiador de calor 50 °F más caliente que la temperatura de saturación del vapor de agua en el intercambiador de calor. La presión del vapor en el intercambiador de calor es de 800 psia, y el vapor sale del intercambiador de calor a 600 °F. La presión del condensador de vapor es de 5 psia y la eficiencia isentrópica de la turbina de vapor es de 95 por ciento. Determine la eficiencia térmica total de este ciclo combinado. Para el aire, use calores específicos constantes a temperatura ambiente. *Respuesta:* 46.4 por ciento

10-102E Se ha sugerido que el vapor de agua que pasa por el condensador del ciclo combinado en el problema 10-101E se dirija a los edificios durante el invierno para calentarlos. Cuando se hace esto, la presión en el sistema de calentamiento donde ahora se condensa el vapor tendrá que aumentarse a 10 psia. ¿Cómo cambia esto la eficiencia térmica total del ciclo combinado?

10-103E Durante el invierno, el sistema del problema 10-102E debe suministrar 2×10^6 Btu/h de calor a los edificios. ¿Cuál es flujo másico de aire por el compresor de aire y la producción total de potencia eléctrica del sistema en el invierno? *Respuestas:* 27 340 lbm/h, 1 286 kW

10-104 El ciclo de turbina de gas de una planta eléctrica de ciclo combinado de gas-vapor tiene una relación de presiones de 12. El aire entra al compresor a 310 K y a la turbina a 1 400 K. Los gases de combustión que salen de la turbina de gas se usan para calentar el vapor a 12.5 MPa a 500 °C en un intercambiador de calor. Los gases de combustión salen del intercambiador de calor a 247 °C. El vapor se expande en una turbina de alta presión a una presión de 2.5 MPa, y se recalienta en la cámara de combustión a 550 °C antes de que se expanda en la turbina de baja presión a 10 kPa. El flujo másico de vapor es 12 kg/s. Suponiendo que todos los procesos de compresión y expansión son isentrópicos, determine *a*) el flujo másico de aire en el ciclo de turbina de gas, *b*) la tasa de adición total de calor y *c*) la eficiencia térmica del ciclo combinado.

Respuestas: a) 154 kg/s, *b*) 1.44×10^5 kJ/s, *c*) 59.1 por ciento

10-105 Repita el problema 10-104 suponiendo eficiencias isentrópicas de 100 por ciento para la bomba, 85 por ciento para el compresor y 90 por ciento para las turbinas de gas y de vapor.

10-106 En seguida se muestra un ciclo Rankine ideal modificado con dos calentadores cerrados de agua de alimentación y un calentador abierto de agua de alimentación. El ciclo de potencia recibe 100 kg/s de vapor a la entrada de alta presión a la turbina. Los estados de salida de agua de alimentación para el agua de alimentación de la caldera y el vapor condensado son los estados ideales que normalmente se suponen. Use los datos que se dan en las tablas siguientes para

a) Trazar el diagrama *T-s* para el ciclo ideal.
b) Determinar la fracción de la masa *y* extraída para el calentador abierto de agua de alimentación.
c) Si, además del resultado que usted obtuvo del inciso *b*), la fracción de la masa que entra a la turbina de alta presión en el estado 7 extraída para el calentador de agua de enfriamiento que opera a 140 kPa es $z = 0.0655$, y a 1 910 kPa la fracción de extracción es $w = 0.0830$, determine la

elevación de la temperatura del agua de enfriamiento en el condensador, en °C, cuando el caudal del agua de enfriamiento es 4 200 kg/s. Suponga $c_p = 4.18$ kJ/kg · K para el agua de enfriamiento.

d) Determine la tasa de rechazo de calor en el condensador y la eficiencia térmica de la planta.

Estados de proceso y datos seleccionados

Estado	P, kPa	T, °C	h, kJ/kg	s, kJ/kg · K
1	20			
2	620			
3	620			
4	620			
5	5 000			
6	5 000			
7	5 000	700	3 900	7.514
8	1 910		3 515	7.514
9	620		3 154	7.514
10	140		2 799	7.514
11	20		2 478	7.514

Datos de saturación

P, kPa	T_{sat}, °C	v_f, m³/kg	h_f, kJ/kg	s_g, kJ/kg · K
20	60.1	0.00102	251	7.907
140	109.3	0.00105	458	7.246
620	160.1	0.00110	676	6.748
1 910	210.1	0.00117	898	6.356
5 000	263.9	0.00129	1 154	5.973

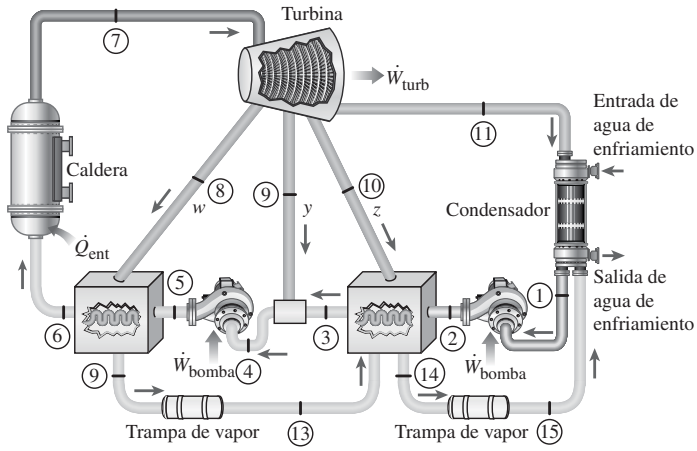


Figura P10-106

10-107 Una planta termoeléctrica de vapor opera en un ciclo de Rankine regenerativo ideal con un recalentador y dos calentadores de agua de alimentación, uno abierto y otro cerrado. El vapor entra a la turbina de alta presión a 15 MPa y 600 °C y a la turbina de baja presión a 1 MPa y 500 °C. La presión del condensador es de 5 kPa. El vapor se extrae de la turbina a 0.06 MPa para el calentador de agua de alimentación cerrado y a 0.2 MPa para el calentador de agua de alimentación abierto. En el calentador de agua de alimentación cerrado, el agua de alimentación es calentada a la temperatura de condensación del vapor extraído. El vapor extraído sale del calentador de agua de alimentación cerrado en forma de líquido saturado, que después se estrangula y va al calentador de agua de alimentación abierto. Muestre el ciclo en un diagrama *T*-*s* con respecto a las líneas de saturación. Determine *a*) la fracción de vapor extraído de la turbina hacia el calentador de agua de alimentación abierto, *b*) la eficiencia térmica del ciclo y *c*) la potencia neta producida para un flujo másico de 42 kg/s a través de la caldera.

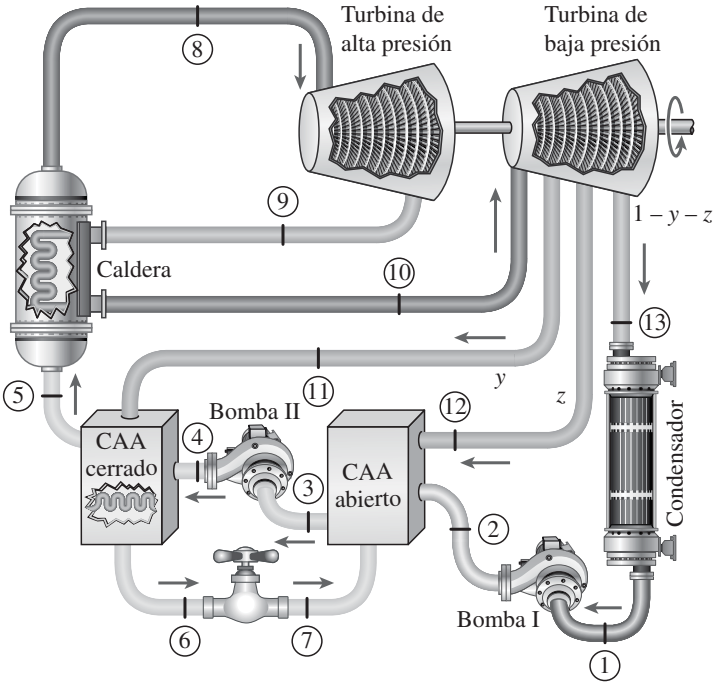


Figura P10-107

10-108 Con ayuda del software EES (u otro), investigue el efecto de la presión de la caldera sobre el desempeño de un ciclo de Rankine ideal simple. El vapor entra a la turbina a 500 °C y sale a 10 kPa. La presión de la caldera varía de 0.5 a 20 MPa. Determine la eficiencia térmica del ciclo y grafíquela en función de la presión de la caldera, y analice los resultados.

10-109 Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la presión del condensador sobre el desempeño de un ciclo Rankine ideal simple. Las condiciones del vapor de agua a la entrada a la turbina se mantienen constantes a 10 MPa y 550 °C, mientras la presión del condensador varía de 5 a 100 kPa. Determine la eficiencia térmica del ciclo y grafíquela contra la presión del condensador y discuta los resultados.

10-110 Con ayuda del software EES (u otro), investigue el efecto de la presión de recalentamiento sobre el desempeño de un ciclo de Rankine ideal. Las presiones máxima y mínima del ciclo son 15 MPa y 10 kPa, respectivamente, y el vapor entra por ambos escalonamientos de la

turbina a 500 °C. La presión de recalentamiento varía de 12.5 a 0.5 MPa. Determine la eficiencia térmica del ciclo y grafíquela en función de la presión de recalentamiento, y analice los resultados.

10-111 Con ayuda del software EES (u otro), investigue el efecto de la presión de extracción sobre el desempeño de un ciclo de Rankine ideal regenerativo con un calentador de agua de alimentación abierto. El vapor entra por la turbina a 15 MPa y 600 °C y al condensador a 10 kPa. Determine la eficiencia térmica del ciclo y grafíquela en función de las presiones de extracción de 12.5, 10, 7, 5, 2, 1, 0.5, 0.1 y 0.05 MPa, y analice los resultados.

10-112 Demuestre que la eficiencia térmica de un ciclo combinado de gas-vapor para planta eléctrica η_{cc} se puede expresar

$$\eta_{cc} = \eta_g + \eta_s - \eta_g\eta_s$$

donde $\eta_g = W_g/Q_{entrada}$ y $\eta_s = W_s/Q_{g,salida}$ son las eficiencias térmicas de los ciclos de gas y vapor, respectivamente. Usando esta expresión, determine la eficiencia térmica de un ciclo combinado de potencia que consiste en un ciclo superior de turbina de gas con una eficiencia de 40 por ciento y un ciclo inferior de turbina de vapor con una eficiencia de 30 por ciento.

10-113 Se puede demostrar que la eficiencia térmica de una planta eléctrica de ciclo combinado de gas-vapor, η_{cc}, se puede expresar en términos de las eficiencias térmicas de los ciclos de turbina de gas y turbina de vapor como

$$\eta_{cc} = \eta_g + \eta_s - \eta_g\eta_s$$

Pruebe que el valor de η_{cc} es mayor que el de η_g o el de η_s. Es decir, el ciclo combinado es más eficiente que cualquiera de los dos ciclos, de turbina de gas o de turbina de vapor, por sí solo.

10-114 Comenzando con la ecuación 10-20, demuestre que la destrucción de exergía asociada con un ciclo de Rankine ideal simple puede expresarse como $x_{dest} = q_{ent}(\eta_{tér,Carnot} - \eta_{tér})$, donde $\eta_{tér}$ es la eficiencia del ciclo de Rankine y $\eta_{tér,Carnot}$ es la eficiencia del ciclo de Carnot operando entre los mismos límites de temperatura.

10-115 Un sistema de captación solar suministra calor a una planta eléctrica. Es bien sabido que la eficiencia de captación térmica η_{sc} de un captador solar disminuye cuando se incrementa la temperatura de salida de captación solar T_H, o $\eta_{sc} = A - BT_H$ donde A y B son constantes conocidas. La eficiencia térmica de la planta eléctrica $\eta_{tér}$ es una fracción fija de la eficiencia térmica de Carnot, tal que $\eta_{tér} = F(1 - T_L/T_H)$, donde F es una constante conocida asumida aquí independientemente de las temperaturas y T_L es la temperatura del condensador, también constante para este problema. Aquí la temperatura de captación solar T_H también es tomada como la temperatura de la fuente para la planta eléctrica.

a) ¿A qué temperatura T_H el captador solar debe operar para obtener la máxima eficiencia del sistema en general?
b) Desarrolle una expresión para la máxima eficiencia del sistema en general.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

10-116 Considere un ciclo Rankine ideal simple. Si la presión del condensador disminuye manteniendo igual el estado a la entrada de la turbina,

a) la producción de trabajo de la turbina disminuirá
b) la cantidad de trabajo rechazado disminuirá
c) la eficiencia del ciclo disminuirá
d) el contenido de humedad a la salida de la turbina disminuirá
e) el consumo de trabajo de la bomba disminuirá

10-117 Considere un ciclo Rankine ideal simple con presiones fijas de la caldera y del condensador. Si se sobrecalienta el vapor a una temperatura más alta,

a) la producción de trabajo por la turbina disminuirá
b) la cantidad de calor rechazado disminuirá
c) la eficiencia del ciclo disminuirá
d) el contenido de humedad a la salida de la turbina disminuirá
e) la cantidad de entrada de calor disminuirá

10-118 Considere un ciclo Rankine ideal simple con presiones fijas de la caldera y del condensador. Si el ciclo se modifica con recalentamiento,

a) la producción de trabajo por la turbina disminuirá
b) la cantidad de trabajo rechazado disminuirá
c) el consumo de trabajo por la bomba disminuirá
d) el contenido de humedad a la salida de la turbina disminuirá
e) la cantidad de entrada de calor disminuirá

10-119 Considere un ciclo Rankine ideal simple con presiones fijas de la caldera y del condensador. Si el ciclo se modifica con regeneración que comprende un calentador abierto de agua de alimentación (seleccione la afirmación correcta por unidad de masa de vapor que fluye a través de la caldera).

a) la producción de trabajo por la turbina disminuirá
b) la cantidad de calor rechazado aumentará
c) la eficiencia térmica del ciclo disminuirá
d) la calidad del vapor a la salida de la turbina disminuirá
e) la cantidad de entrada de calor aumentará

10-120 Considere un ciclo de Carnot de flujo estacionario con agua como fluido de trabajo, ejecutado bajo el domo de saturación, entre los límites de presión de 3 MPa y 10 kPa. El agua cambia de líquido saturado a vapor saturado durante el proceso de adición de calor. La producción neta de trabajo de este ciclo es

a) 666 kJ/kg *b*) 888 kJ/kg *c*) 1 040 kJ/kg
d) 1 130 kJ/kg *e*) 1 440 kJ/kg

10-121 Un ciclo Rankine ideal simple opera entre los límites de presión de 10 kPa y 3 MPa, con una temperatura de entrada a la turbina de 600 °C. Despreciando el trabajo de la bomba, la eficiencia del ciclo es

a) 24 por ciento *b*) 37 por ciento *c*) 52 por ciento
d) 63 por ciento *e*) 71 por ciento

10-122 Un ciclo Rankine ideal simple opera entre los límites de presión de 10 kPa y 5 MPa, con una temperatura de

entrada a la turbina de 600 °C. La fracción de masa del vapor de agua que se condensa a la salida de la turbina es

a) 6 por ciento *b*) 9 por ciento *c*) 12 por ciento
d) 15 por ciento *e*) 18 por ciento

10-123 Una planta termoeléctrica de vapor de agua opera en el ciclo Rankine ideal simple, entre los límites de presión de 10 kPa y 5 MPa, con una temperatura de entrada a la turbina de 600 °C. La tasa de transferencia de calor en la caldera es 300 kJ/s. Despreciando el trabajo de la bomba, la producción de trabajo de esta planta es

a) 93 kW *b*) 118 kW *c*) 190 kW
d) 216 kW *e*) 300 kW

10-124 Considere una planta eléctrica de ciclo combinado de gas-vapor. El agua para el ciclo de vapor se calienta en un intercambiador de calor bien aislado, por los gases de escape que entran a 800 K a razón de 60 kg/s, y sale a 400 K. El agua entra al intercambiador de calor a 200 °C y 8 MPa y sale a 350 °C y 8 MPa. Si los gases de escape se tratan como aire, con calores específicos constantes a temperatura ambiente, el flujo másico de agua por el intercambiador de calor será

a) 11 kg/s *b*) 24 kg/s *c*) 46 kg/s
d) 53 kg/s *e*) 60 kg/s

10-125 Un ciclo Rankine ideal con recalentamiento opera entre los límites de presión de 10 kPa y 8 MPa, con recalentamiento que se lleva a cabo a 4 MPa. La temperatura del vapor de agua a las entradas de ambas turbinas es 500 °C, y la entalpía del vapor es 3 185 kJ/kg a la salida de la turbina de alta presión, y 2 247 kJ/kg a la salida de la turbina de baja presión. Despreciando el trabajo de la bomba, la eficiencia del ciclo es

a) 29 por ciento *b*) 32 por ciento *c*) 36 por ciento
d) 41 por ciento *e*) 49 por ciento

10-126 El agua de alimentación presurizada en una planta termoeléctrica de vapor de agua se va a calentar en un calentador ideal abierto de agua de alimentación, que opera a una presión de 2 MPa con vapor extraído de la turbina. Si la entalpía del agua de alimentación es 252 kJ/kg y la entalpía del vapor extraído es 2 810 kJ/kg, la fracción másica de vapor extraído de la turbina es

a) 10 por ciento *b*) 14 por ciento *c*) 26 por ciento
d) 36 por ciento *e*) 50 por ciento

10-127 Considere una planta termoeléctrica de vapor de agua que opera en el ciclo Rankine regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación. La entalpía del vapor es 3 374 kJ/kg a la entrada de la turbina, 2 797 kJ/kg en la ubicación de la purga y 2 346 kJ/kg a la salida de la turbina. La producción neta de potencia de la planta es de 120 MW, y la fracción de vapor purgada de la turbina para la regeneración es 0.172. Si el trabajo de la bomba es despreciable, el flujo másico de vapor a la entrada de la turbina es

a) 117 kg/s *b*) 126 kg/s *c*) 219 kg/s
d) 268 kg/s *e*) 679 kg/s

10-128 Considere una planta eléctrica de cogeneración modificada con regeneración. El vapor de agua entra a la turbina a 6 MPa y 450 °C a razón de 20 kg/s, y se expande a una presión de 0.4 MPa. A esta presión, 60 por ciento del vapor de agua se extrae de la turbina, y el resto se expande a una presión de 10 kPa. Parte del vapor extraído se usa para calentar el agua de alimentación en un calentador abierto de agua de alimentación. El resto del vapor extraído se usa para calentamiento de proceso, y sale del calentador de proceso como líquido saturado a 0.4 MPa. Luego se mezcla con el agua de alimentación que sale del calentador de agua de alimentación, y la mezcla se bombea a la presión de la caldera. El vapor en el condensador se enfría y se condensa por el agua de enfriamiento de un río cercano, que entra al condensador adiabático a razón de 463 kg/s.

1. La producción total de potencia por la turbina es

a) 17.0 MW *b*) 8.4 MW *c*) 12.2 MW
d) 20.0 MW *e*) 3.4 MW

2. La elevación de temperatura del agua de enfriamiento del río en el condensador es

a) 8.0 °C *b*) 5.2 °C *c*) 9.6 °C
d) 12.9 °C *e*) 16.2 °C

3. El flujo másico de vapor a través del calentador de proceso es

a) 1.6 kg/s *b*) 3.8 kg/s *c*) 5.2 kg/s
d) 7.6 kg/s *e*) 10.4 kg/s

4. La tasa de calor proporcionado por el calentador de proceso por unidad de masa del vapor que pasa por él es

a) 246 kJ/kg *b*) 893 kJ/kg *c*) 1 344 kJ/kg
d) 1 891 kJ/kg *e*) 2 060 kJ/kg

5. La tasa de transferencia de calor al vapor en la caldera es

a) 26.0 MJ/s *b*) 53.8 MJ/s *c*) 39.5 MJ/s
d) 62.8 MJ/s *e*) 125.4 MJ/s

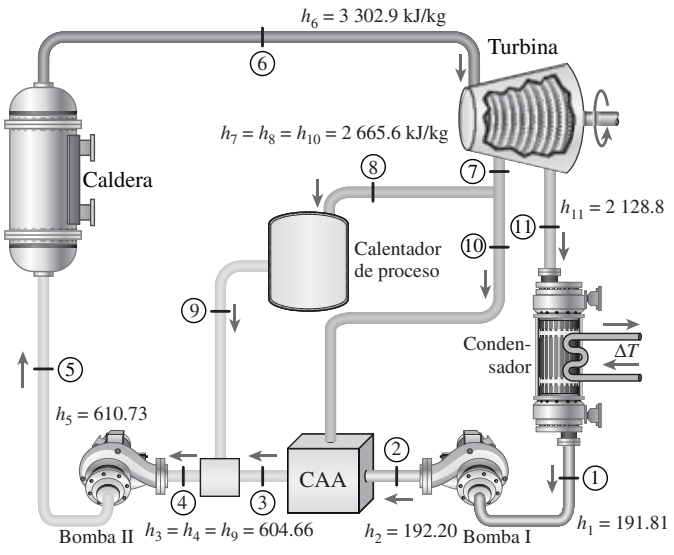


Figura P10-128

Problemas de diseño y ensayo

10-129 Diseñe un ciclo de potencia de vapor que pueda alcanzar una eficiencia térmica del ciclo de por lo menos 40 por ciento bajo las condiciones de que todas las turbinas tengan eficiencias isentrópicas de 85 por ciento y todas las bombas de 60 por ciento. Prepare un informe de ingeniería que describa su diseño. Este documento debe incluir, pero no limitarse a, lo siguiente:

a) Un análisis de los diferentes ciclos sustentados para alcanzar la meta, así como los aspectos positivos y negativos de su diseño.
b) Las figuras del sistema y los diagramas *T-s* con los estados indicados, así como la información de temperatura, presión, entalpía y entropía para su diseño.
c) Cálculos de muestra.

10-130 Un horno alimentado con gas natural en una planta textil se emplea para proporcionar vapor a 130 °C. En momentos de alta demanda el horno suministra calor al vapor a una tasa de 30 MJ/s. La planta también consume hasta 6 MW de potencia eléctrica que se compra a una empresa eléctrica local. La administración de la planta tiene planes para convertir la planta de proceso existente en una central de cogeneración para cubrir sus necesidades tanto de calor de proceso como de electricidad. Como ejercicio proponga algunos diseños. Considere diseños basados en una turbina de gas o en una turbina de vapor. Decida primero si un sistema basado en alguna de estas dos turbinas servirá mejor al objetivo, considerando el costo y la complejidad. Después proponga su diseño para la central de cogeneración completa con presiones y temperaturas, así como con relaciones de flujo másico. Demuestre que el diseño propuesto cubre los requerimientos de potencia y de calor de proceso de la central.

10-131 Diseñe el condensador de una central eléctrica de vapor que tiene una eficiencia térmica de 40 por ciento y genera 10 MW de potencia eléctrica neta. El vapor entra al condensador como vapor saturado a 10 kPa y es condensado en el exterior de unos tubos horizontales a través de los cuales fluye agua de enfriamiento proveniente de un río cercano. El aumento de temperatura del agua de enfriamiento se limita a 8 °C y la velocidad del agua de enfriamiento en las tuberías se limita a 6 m/s para conservar la caída de presión en un nivel aceptable. A partir de una experiencia previa, el flujo de calor promedio basado sobre la superficie externa de la tubería puede considerarse en 12 000 W/m^2. Especifique el diámetro de la tubería, su longitud total y el arreglo de los tubos para minimizar el volumen del condensador.

10-132 En Estados Unidos existen varias plantas eléctricas geotérmicas en operación y más se han construido dado que la fuente térmica de una planta geotérmica es la "energía gratuita" del agua geotérmica caliente. Se está considerando establecer una planta eléctrica de 8 MW en un lugar donde hay agua geotérmica a 160 °C. El agua geotérmica servirá como fuente de calor para un ciclo de potencia Rankine cerrado con refrigerante 134a como el fluido de trabajo. Especifique las temperaturas y presiones idóneas para el ciclo y determine la eficiencia térmica del ciclo. Justifique sus respuestas.

10-133E Un fabricante de equipo fotográfico utiliza un flujo de vapor de 64 500 lbm/h en su proceso de manufactura. En la actualidad el vapor desechado a 3.8 psia y 224 °F es descargado a la atmósfera. Realice el diseño preliminar de un sistema para usar económicamente la energía del vapor de desecho. Si se produjera electricidad, se podrían generar aproximadamente 8 000 h/año y su valor sería de $0.08/kWh, pero sólo se pueden usar cerca de 3 000 h/año (sólo durante el "periodo de calefacción"). Si el vapor se condensa y el líquido H_2O se recicla durante el proceso, su valor será de $0.70/100 gal. Formule todas las suposiciones tan realistamente como sea posible. Diagrame el sistema que proponga. Haga una lista separada de los componentes requeridos y sus especificadores (capacidad, eficiencia, etc.). El resultado final será el valor en dólares anual del plan de uso de energía (en realidad un ahorro porque reemplazará la electricidad o el calor y/o el agua que de otra manera se tendrían que comprar).

10-134 Gases de chimenea que salen de plantas de generación eléctrica están aproximadamente a 150 °C. Haga un diseño básico Rankine que use agua, refrigerante 134a o amoniaco como fluido de trabajo y que produce la cantidad máxima de trabajo de esta fuente de energía mientras rechaza calor al aire ambiente a 40 °C. Usted debe usar una turbina cuya eficiencia es de 92 por ciento, y cuya calidad de salida no puede ser menor de 85 por ciento.

10-135 Comuníquese con la empresa que le proporciona el servicio eléctrico y obtenga información acerca de los aspectos termodinámicos de la central que la empresa haya construido más recientemente. Si se trata de una central convencional investigue por qué se prefirió así en lugar de una central de ciclo combinado altamente eficiente.

10-136 Por mucho tiempo se han usado calderas a vapor para suministrar calor de proceso así como para generar energía. Escriba un ensayo sobre la historia de las calderas a vapor y la evolución de las modernas centrales eléctricas supercríticas a vapor. ¿Cuál fue la función de la American Society of Mechanical Engineers en este desarrollo?

CAPÍTULO

11

Ciclos de refrigeración

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la *refrigeración*, que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior. Los dispositivos que producen refrigeración se llaman *refrigeradores*, y los ciclos en los que operan se denominan *ciclos de refrigeración*. El ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es *por compresión de vapor*, donde el refrigerante se evapora y se condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor. Otro ciclo de refrigeración estudiado es el *ciclo de refrigeración de gas* en el que el refrigerante permanece todo el tiempo en la fase gaseosa. Otros ciclos de refrigeración analizados en este capítulo son la *refrigeración en cascada*, la cual utiliza más de un ciclo de refrigeración; *refrigeración por absorción*, donde el refrigerante se disuelve en un líquido antes de ser comprimido.

OBJETIVOS

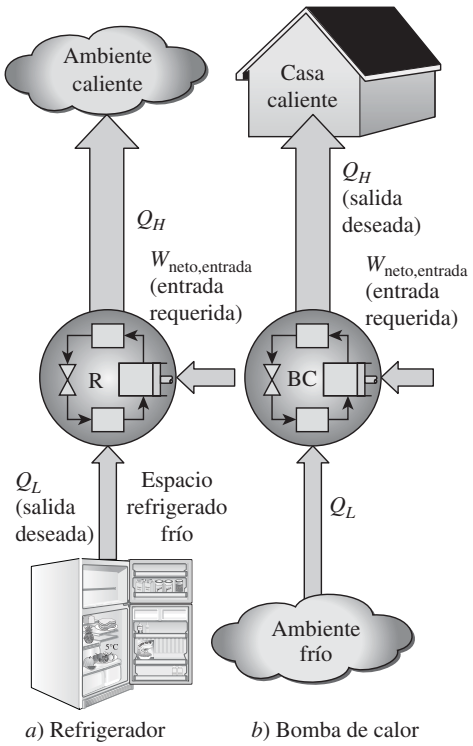
En el capítulo 11, los objetivos son:

- Introducir los conceptos de refrigeradores y bombas de calor y la medida de su desempeño.
- Analizar el ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal.
- Analizar el ciclo de refrigeración por compresión de vapor real.
- Analizar la segunda ley del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.
- Revisar los factores involucrados seleccionando el refrigerante adecuado para una aplicación.
- Estudiar la operación de los sistemas de refrigeración y de bombas de calor.
- Evaluar el desempeño de sistemas innovadores de refrigeración por compresión de vapor.
- Analizar los sistemas de refrigeración de gas.
- Introducir los conceptos de sistemas de refrigeración por absorción.

11-1 ▪ Refrigeradores y bombas de calor

Todos sabemos por experiencia propia que el calor fluye en la dirección de las temperaturas decrecientes; esto es, de las regiones de alta temperatura a las de baja. Dicho proceso de transferencia de calor ocurre en la naturaleza sin que se requiera la participación de algún dispositivo. El proceso inverso, sin embargo, no sucede por sí solo. La transferencia de calor de una región de temperatura baja a otra de alta temperatura requiere dispositivos especiales llamados **refrigeradores**.

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman **refrigerantes**. Un refrigerador se muestra esquemáticamente en la figura 11-1*a*). En este caso, Q_L es la magnitud del calor extraído del espacio refrigerado a la temperatura T_L; Q_H es la magnitud del calor rechazado hacia el espacio caliente a temperatura T_H, y $W_{\text{neto,entrada}}$ es la entrada neta de trabajo al refrigerador. Como se analizó en el capítulo 6, Q_L y Q_H representan magnitudes, y por ello son cantidades positivas.



a) Refrigerador *b*) Bomba de calor

Figura 11-1

El objetivo de un refrigerador es extraer calor (Q_L) del medio frío; el objetivo de una bomba de calor (Q_H) es suministrar calor a un medio caliente.

Otro dispositivo que transfiere calor de un medio de baja temperatura a uno de alta temperatura es la **bomba de calor**. Los refrigeradores y las bombas de calor son esencialmente lo mismo; únicamente difieren en sus objetivos. El objetivo de un refrigerador es mantener el espacio refrigerado a una temperatura baja al extraer el calor de él. La descarga de este calor a un medio de temperatura alta es una parte necesaria de la operación, no es el propósito. No obstante, el objetivo de una bomba de calor es mantener un espacio calentado a alta temperatura. Esto se logra al absorber calor de una fuente de baja temperatura, como el agua de un pozo o el aire exterior frío en el invierno, y al suministrar este calor a un medio más caliente, como una casa (figura 11-1*b*).

El desempeño de refrigeradores y de bombas de calor se expresa en términos del **coeficiente de desempeño (COP)**, por sus siglas en inglés (*coefficient of peformance*), definido como

$$\text{COP}_{\text{R}} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}} \qquad \textbf{(11-1)}$$

$$\text{COP}_{\text{BC}} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de calentamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}} \qquad \textbf{(11-2)}$$

Estas relaciones también pueden expresarse en la forma de tasa sustituyendo las cantidades Q_L, Q_H y $W_{\text{neto,entrada}}$ por $\dot{Q}_L$, $\dot{Q}_H$ y $\dot{W}_{\text{neto,entrada}}$, respectivamente. Observe que tanto COP_{R} como COP_{BC} pueden ser mayores que 1. Una comparación de las ecuaciones 11-1 y 11-2 revela que

$$\text{COP}_{\text{BC}} = \text{COP}_{\text{R}} + 1 \qquad \textbf{(11-3)}$$

para valores fijos de Q_L y Q_H. Esta relación implica que $\text{COP}_{\text{BC}} > 1$ puesto que COP_{R} es una cantidad positiva. Es decir, una bomba de calor funciona, en el peor de los casos, como un calentador de resistencia, que suministra a la casa la misma cantidad de energía que consume. En realidad, sin embargo, parte de Q_H se pierde en el aire exterior por las tuberías y otros dispositivos, y COP_{BC} puede caer por debajo de la unidad cuando la temperatura del aire exterior es muy baja. Cuando esto pasa, el sistema normalmente se cambia a un modo de quema de combustible (gas natural, propano, petróleo, etc.) o de calentamiento por resistencia.

La *capacidad de enfriamiento* (la *carga de refrigeración*) de un sistema de refrigeración —es decir, la tasa de calor extraído del espacio refrigerado— a menudo se expresa en términos de **toneladas de refrigeración**. La capacidad

de un sistema de refrigeración que puede congelar 1 tonelada (2 000 lbm) de agua líquida a 0 °C (32 °F) en hielo a 0 °C en 24 horas será 1 tonelada. Una tonelada de refrigeración es equivalente a 211 kJ/min o 200 Btu/min. La carga de refrigeración de una residencia típica de 200 m^2 está en el intervalo de 3 toneladas (10 kW).

11-2 ▪ El ciclo invertido de Carnot

Recuerde (a partir del capítulo 6) que el ciclo de Carnot es un ciclo totalmente reversible que se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y de dos procesos isentrópicos. Tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un estándar contra el cual los ciclos de potencia reales se comparan.

Puesto que es un ciclo reversible, los cuatro procesos que comprende el ciclo de Carnot pueden invertirse. Al hacerlo también se invertirán las direcciones de cualquier interacción de calor y de trabajo. El resultado es un ciclo que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj en el diagrama *T-s*, que se llama el **ciclo invertido de Carnot**. Un refrigerador o bomba de calor que opera en el ciclo invertido de Carnot es definido como un **refrigerador de Carnot** o una **bomba de calor de Carnot**.

Considere un ciclo invertido de Carnot ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante, según lo muestra la figura 11-2. El refrigerante absorbe calor isotérmicamente de una fuente de baja temperatura a T_L en la cantidad de Q_L (proceso 1-2), se comprime isentrópicamente hasta el estado 3 (la temperatura se eleva hasta T_H), rechaza calor isotérmicamente en un sumidero de alta temperatura a T_H en la cantidad de Q_H (proceso 3-4) y se expande isentrópicamente hasta el estado 1 (la temperatura desciende hasta T_L). El refrigerante cambia de un estado de vapor saturado a un estado de líquido saturado en el condensador durante el proceso 3-4.

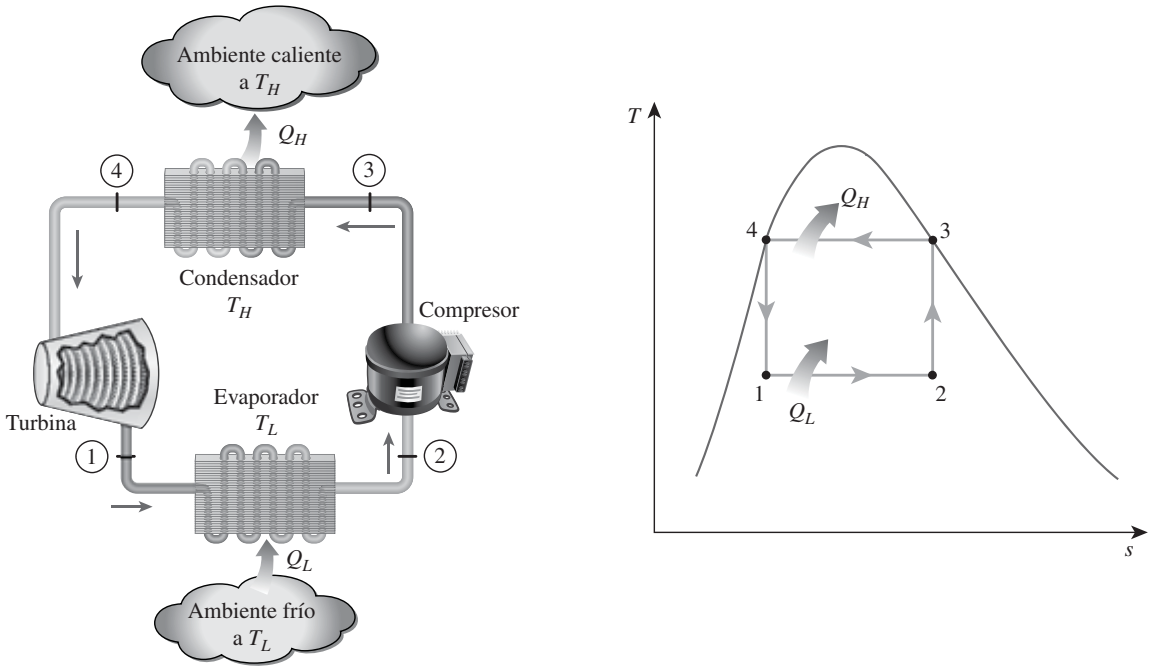


Figura 11-2

Esquema de un refrigerador de Carnot y diagrama *T-s* del ciclo invertido de Carnot.

Los coeficientes de desempeño de los refrigeradores y de las bombas de calor de Carnot se expresan en términos de la temperatura como

$$\text{COP}_{\text{R,Carnot}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \tag{11-4}$$

y

$$\text{COP}_{\text{BC,Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \tag{11-5}$$

Observe que ambos COP aumentan cuando la diferencia entre ambas temperaturas decrece, esto es, cuando T_L se eleva o T_H baja.

El ciclo invertido de Carnot es el ciclo de refrigeración *más eficiente* que opera entre dos niveles específicos de temperatura. Por lo tanto, es natural considerarlo en primer lugar como un ciclo ideal esperado para los refrigeradores y las bombas de calor. Si pudiéramos, ciertamente podríamos adaptarlo como el ciclo ideal. No obstante, como se explica más adelante, el ciclo invertido de Carnot es un modelo inadecuado para los ciclos de refrigeración.

Los dos procesos isotérmicos de transferencia de calor no son difíciles de alcanzar en la práctica dado que al mantener una presión constante automáticamente se fija la temperatura de una mezcla de dos fases en el valor de saturación. Por consiguiente, los procesos 1-2 y 3-4 pueden ser aproximados en los evaporadores y condensadores reales. Sin embargo, los procesos 2-3 y 4-1 no pueden aproximarse lo suficiente en la práctica. Esto se debe a que el proceso 2-3 incluye la compresión de un vapor húmedo que requiere un compresor que maneje dos fases, y el proceso 4-1 implica la expansión de un refrigerante con alto contenido de humedad en una turbina.

En apariencia, estos problemas podrían eliminarse si se ejecuta el ciclo invertido de Carnot fuera de la región de saturación. Pero en este caso tenemos dificultades para mantener las condiciones isotérmicas durante los procesos de absorción y rechazo de calor. Por ello, concluimos que el ciclo invertido de Carnot no puede aproximarse en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de refrigeración. A pesar de ello, el ciclo invertido de Carnot sirve como un estándar contra el cual se comparan los ciclos reales de refrigeración.

11-3 ▪ El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

Muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot pueden ser eliminados al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo que resulta se denomina **ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor**, y se muestra de manera esquemática y en un diagrama *T-s* en la figura 11-3. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos:

1-2 Compresión isentrópica en un compresor
2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isen-

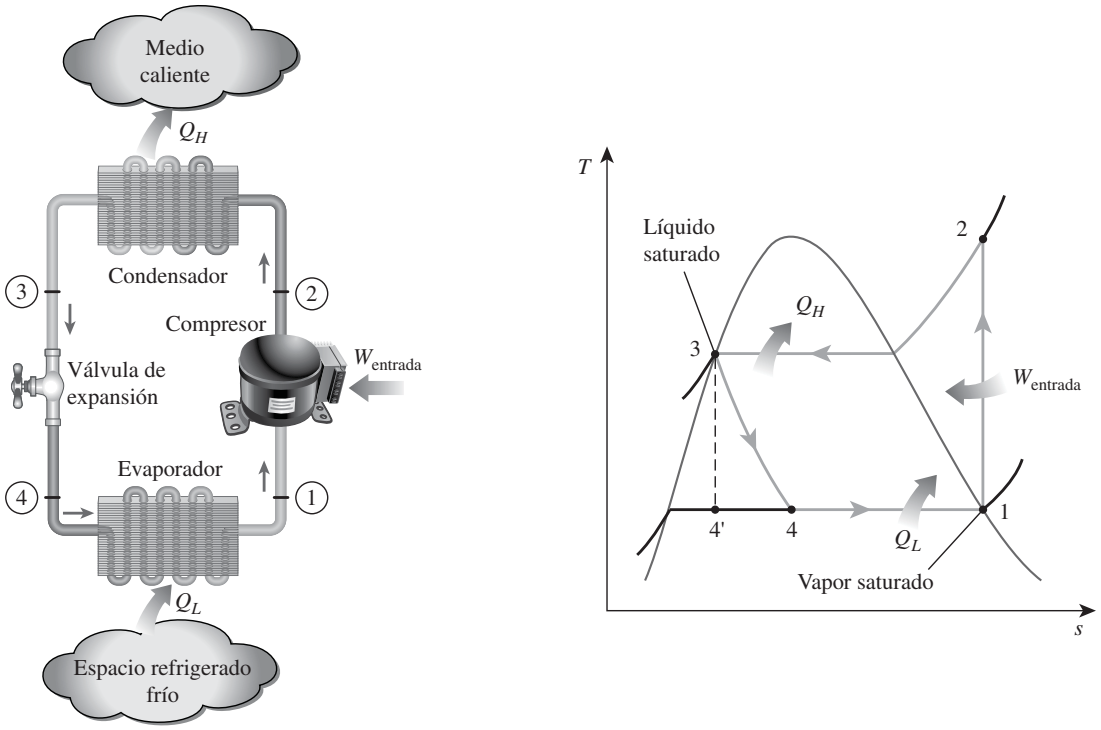


Figura 11-3
Esquema y diagrama *T-s* para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

trópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

En un refrigerador doméstico los tubos en el compartimiento del congelador, donde el calor es absorbido por el refrigerante, sirven como el evaporador. Los serpentines detrás del refrigerador, donde el calor se disipa en el aire de la cocina, sirven como el condensador (Fig. 11-4).

Recuerde que el área bajo la curva del proceso en un diagrama *T-s* representa la transferencia de calor en caso de procesos internamente reversibles. El área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador, y el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor rechazado en el condensador. Una regla empírica es que el *COP mejora entre 2 y 4 por ciento por cada °C que eleva la temperatura de evaporación o que disminuye la temperatura de condensación*.

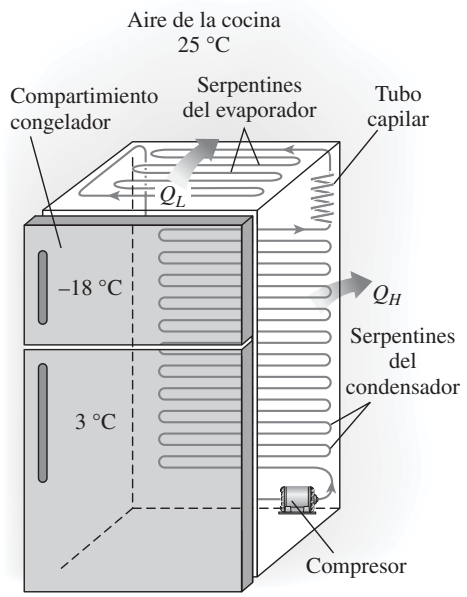


Figura 11-4
Un refrigerador doméstico común.

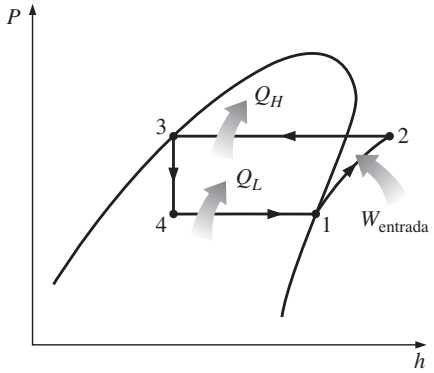


Figura 11-5

El diagrama *P-h* de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

Otro diagrama utilizado con frecuencia en el análisis de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor es el diagrama *P-h*, como se muestra en la figura 11-5. En este diagrama, tres de los cuatro procesos aparecen como líneas rectas, y la transferencia de calor —en el condensador y el evaporador— es proporcional a la longitud de la curva del proceso correspondiente.

Observe que a diferencia de los ciclos ideales analizados antes, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor no es un ciclo internamente reversible puesto que incluye un proceso irreversible (estrangulamiento). Este proceso se mantiene en el ciclo para hacerlo un modelo más realista para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. Si el dispositivo de estrangulamiento fuera sustituido por una turbina isentrópica, el refrigerante entraría en el evaporador en el estado 4′ y no en el estado 4. En consecuencia, la capacidad de refrigeración se incrementaría (por el área bajo la curva del proceso 4′-4 en la figura 11-3) y la entrada neta de trabajo disminuiría (por la cantidad de salida de trabajo de la turbina). Sin embargo, el reemplazo de la válvula de expansión por una turbina no es práctico, ya que los beneficios adicionales no justifican el costo y la complejidad que se generan.

Los cuatro componentes asociados con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor son dispositivos de flujo estacionario, por lo que los cuatro procesos que integran el ciclo pueden analizarse como procesos de flujo estacionario. Los cambios en la energía cinética y potencial del refrigerante suelen ser pequeños en relación con los términos de trabajo y transferencia de calor, y por lo tanto, pueden ignorarse. Entonces la ecuación de energía de flujo estacionario por unidad de masa se reduce a

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = h_{\text{sal}} - h_{\text{ent}} \qquad \textbf{(11-6)}$$

El condensador y el evaporador no implican ningún trabajo y el compresor puede calcularse como adiabático. Entonces los COP de refrigeradores y bombas de calor que operan en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor pueden expresarse como

$$\text{COP}_{\text{R}} = \frac{q_L}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \qquad \textbf{(11-7)}$$

y

$$\text{COP}_{\text{BC}} = \frac{q_H}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \qquad \textbf{(11-8)}$$

donde $h_1 = h_{g \text{ a } P_1}$ y $h_3 = h_{f \text{ a } P_3}$ para el caso ideal.

La refrigeración por compresión de vapor se remonta a 1834, cuando el inglés Jacob Perkins recibió una patente para una máquina de hielo de ciclo cerrado que usaba éter u otros fluidos volátiles como refrigerantes. Se fabricó un modelo utilizable de esta máquina, pero nunca se produjo comercialmente. En 1850, Alexander Twining empezó a diseñar y construir máquinas de hielo por compresión de vapor usando éter etílico, el cual es un refrigerante comercialmente usado en los sistemas por compresión de vapor. Al principio, los sistemas de refrigeración por compresión de vapor eran grandes y utilizados principalmente para producir hielo, preparar cerveza y conservar alimentos en frío. Carecían de control automático y eran accionados por una máquina de vapor. En la década de 1890, algunas máquinas más pequeñas, activadas por motores eléctricos y equipadas con control automático, empezaron a sustituir a las unidades más viejas, y los sistemas de refrigeración empezaron a aparecer en las carnicerías y en las residencias. Por 1930, las mejoras continuas hicieron posible contar con sistemas de refrigeración por compresión de vapor que resultaban relativamente eficientes, confiables, pequeños y económicos.

EJEMPLO 11-1 El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

En un refrigerador se utiliza refrigerante 134a como fluido de trabajo, y opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor entre 0.14 y 0.8 MPa. Si el flujo másico del refrigerante es de 0.05 kg/s, determine *a*) la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor, *b*) la tasa de rechazo de calor al ambiente y *c*) el COP del refrigerador.

Solución Un refrigerador opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor entre dos límites de presión especificados. Se determinarán la tasa de refrigeración, la entrada de potencia, la tasa de rechazo de calor y el COP.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El ciclo de refrigeración se representa en un diagrama *T-s* en la figura 11-6. Note que éste es un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, y por ello el compresor es isentrópico mientras que el refrigerante deja al condensador como un líquido saturado y entra al compresor como vapor saturado. A partir de las tablas del refrigerante 134a, las entalpías del refrigerante en los cuatro estados se determinan como sigue:

$$P_1 = 0.14\ \text{MPa} \longrightarrow h_1 = h_{g\ \text{a}\ 0.14\ \text{MPa}} = 239.19\ \text{kJ/kg}$$
$$s_1 = s_{g\ \text{a}\ 0.14\ \text{MPa}} = 0.94467\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\left.\begin{array}{l} P_2 = 0.8\ \text{MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}\right\} \quad h_2 = 275.40\ \text{kJ/kg}$$

$$P_3 = 0.8\ \text{MPa} \longrightarrow h_3 = h_{f\ \text{a}\ 0.8\ \text{MPa}} = 95.48\ \text{kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3\ \text{(estrangulamiento)} \longrightarrow h_4 = 95.48\ \text{kJ/kg}$$

a) La tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor se determinan por sus definiciones:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05\ \text{kg/s})[(239.19 - 95.48)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{7.19\ kW}$$

y

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05\ \text{kg/s})[(275.40 - 239.19)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{1.81\ kW}$$

b) La tasa de rechazo de calor del refrigerante al ambiente es

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) = (0.05\ \text{kg/s})[(275.40 - 95.48)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{9.00\ kW}$$

También puede ser determinado de

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{\text{entrada}} = 7.19 + 1.81 = 9.00\ \text{kW}$$

c) El coeficiente de desempeño del refrigerador es

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{entrada}}} = \frac{7.19\ \text{kW}}{1.81\ \text{kW}} = \mathbf{3.97}$$

Es decir, este refrigerador elimina 4 unidades de energía térmica del espacio refrigerado por cada unidad de energía eléctrica que consume.

Comentario Sería interesante observar lo que ocurre cuando la válvula de estrangulamiento es sustituida por una turbina isentrópica. La entalpía en el estado 4*s* (la salida de la turbina con $P_{4s} = 0.14$ MPa y $s_{4s} = s_3 = 0.35408$ kJ/kg · K) es

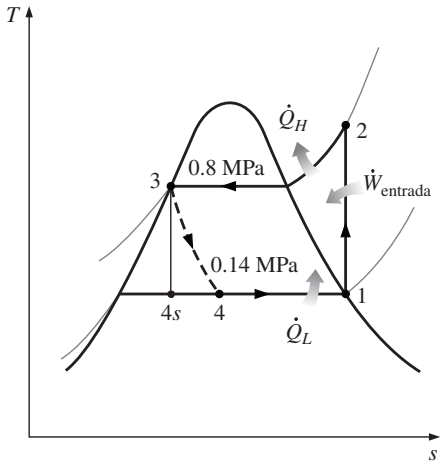


Figura 11-6

Diagrama *T-s* del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor descrito en el ejemplo 11-1.

88.95 kJ/kg, y la turbina produciría 0.33 kW de potencia. Esto disminuiría la entrada de potencia en el refrigerador de 1.81 a 1.48 kW y aumentaría la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado, desde 7.19 hasta 7.51 kW. Como resultado, el COP del refrigerador aumentaría de 3.97 a 5.07, un incremento de 28 por ciento.

11-4 ▪ Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal en varios aspectos, principalmente, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidad son la fricción del fluido (causa caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores. El diagrama *T-s* de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la figura 11-7.

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como *vapor saturado*. Sin embargo, en la práctica, no es posible controlar el estado del refrigerante con tanta precisión. En lugar de eso, es fácil diseñar el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en la entrada del compresor. Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. También, la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga; por lo tanto, la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor

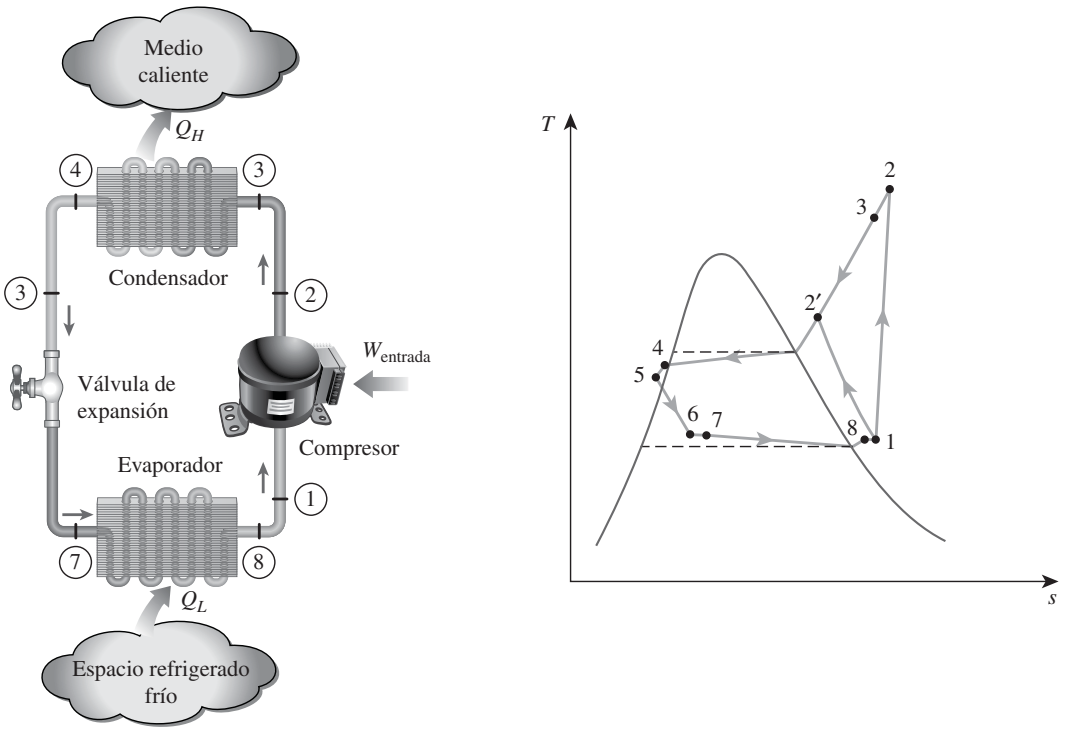


Figura 11-7
Esquema y diagrama *T-s* para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativas. El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, consiste en un incremento en el volumen específico y, por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estacionario es proporcional al volumen específico.

El *proceso de compresión* en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático y, por ende, isentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos de fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor, lo que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección. Por consiguiente, la entropía del refrigerante puede incrementarse (proceso 1-2) o disminuir (proceso 1-2′) durante un proceso de compresión real, dependiendo del predominio de los efectos. El proceso de compresión 1-2′ puede ser incluso más deseable que el proceso de compresión isentrópico debido a que el volumen específico del refrigerante y, por consiguiente, el requerimiento de entrada de trabajo son más pequeños en este caso. De ese modo, el refrigerante debe enfriarse durante el proceso de compresión siempre que sea práctico y económico hacerlo.

En el caso ideal, se supone que el refrigerante sale del condensador como *líquido saturado* a la presión de salida del compresor. En realidad, es inevitable tener cierta caída de presión en el condensador, así como en las líneas que lo conectan con el compresor y la válvula de estrangulamiento. Además, no es fácil ejecutar el proceso de condensación con tal precisión como para que el refrigerante sea un líquido saturado al final, y es indeseable enviar el refrigerante a la válvula de estrangulamiento antes de que se condense por completo. En consecuencia, el refrigerante se subenfría un poco antes de que entre a la válvula de estrangulamiento. A pesar de todo esto, se debe tener en mente dado que el refrigerante entra al evaporador con una entalpía inferior y por ello puede absorber más calor del espacio refrigerado. La válvula de estrangulamiento y el evaporador se localizan muy cerca el uno del otro, de modo que la caída de presión en la línea de conexión es pequeña.

EJEMPLO 11-2 El ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

Al compresor de un refrigerador entra refrigerante 134a como vapor sobrecalentado a 0.14 MPa y –10 °C a una tasa de 0.05 kg/s, y sale a 0.8 MPa y 50 °C. El refrigerante se enfría en el condensador a 26 °C y 0.72 MPa, y se estrangula a 0.15 MPa. Descarte toda posibilidad de transferencia de calor y caída de presión en las líneas de conexión entre los componentes, y determine *a*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor, *b*) la eficiencia isentrópica del compresor y *c*) el coeficiente de desempeño del refrigerador.

Solución Se examina un refrigerador que opera en un ciclo de compresión de vapor. Se determinarán la tasa de refrigeración, la entrada de potencia, la eficiencia del compresor y el COP.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El ciclo de refrigeración se muestra en un diagrama *T-s* en la figura 11-8. Note que el refrigerante sale del condensador como un líquido compri-

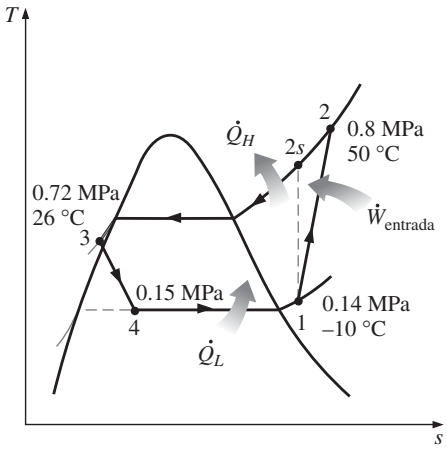


Figura 11-8
Diagrama *T-s* para el ejemplo 11-2.

mido y entra al compresor como vapor sobrecalentado. Las entalpías del refrigerante en varios estados se determinan a partir de las tablas del refrigerante como

$$\left.\begin{matrix} P_1 = 0.14\ \text{MPa} \\ T_1 = -10\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_1 = 246.37\ \text{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{matrix} P_2 = 0.8\ \text{MPa} \\ T_2 = 50\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_2 = 286.71\ \text{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{matrix} P_3 = 0.72\ \text{MPa} \\ T_3 = 26\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_3 \cong h_{f\ \text{a}\ 26\ ^\circ\text{C}} = 87.83\ \text{kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3\ (\text{estrangulamiento}) \longrightarrow h_4 = 87.83\ \text{kJ/kg}$$

a) La tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor se determinan por sus definiciones:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05\ \text{kg/s})[(246.37 - 87.83)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{7.93\ kW}$$

y

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05\ \text{kg/s})[(286.71 - 246.37)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{2.02\ kW}$$

b) La eficiencia isentrópica del compresor se obtiene de

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

donde la entalpía en el estado 2*s* (P_{2s} = 0.8 MPa y $s_{2s} = s_1$ = 0.9724 kJ/kg · K) es 284.20 kJ/kg. Por lo tanto,

$$\eta_C = \frac{284.20 - 246.37}{286.71 - 246.37} = \mathbf{0.938\ o\ 93.8\%}$$

c) El coeficiente de desempeño del refrigerador es

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{entrada}}} = \frac{7.93\ \text{kW}}{2.02\ \text{kW}} = \mathbf{3.93}$$

Comentario Este problema es idéntico al que se trabajó en el ejemplo 11-1, excepto porque el refrigerante se sobrecalienta un poco a la entrada del compresor y se subenfría a la salida del condensador. Además, el compresor no es isentrópico. Como resultado, la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado aumenta (en 10.3 por ciento), pero la entrada de potencia al compresor aumenta aún más (en 11.6 por ciento). Por consiguiente, el COP del refrigerador disminuye de 3.97 a 3.93.

11-5 ▪ Análisis de la segunda ley del ciclo de refrigeración por compresión de vapor[1]

Considere el ciclo de refrigeración por compresión de vapor que opera entre un medio de baja temperatura a T_L, y un medio de alta temperatura a T_H, como se muestra en la figura 11-9. El COP máximo de un ciclo de refrigeración que opera entre los límites de temperatura de T_L y T_H se dio en la ecuación 11-4 como

[1] Esta sección es en gran medida una contribución del profesor Mehmet Kanoglu, de la Universidad de Gaziantep.

$$\text{COP}_{\text{R,máx}} = \text{COP}_{\text{R,rev}} = \text{COP}_{\text{R,Carnot}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \tag{11-9}$$

Los ciclos de refrigeración reales no son tan eficientes como los ideales como el ciclo de Carnot, debido a las irreversibilidades que implican. Pero la conclusión que podemos sacar de la ecuación 11-9 de que el COP es inversamente proporcional a la diferencia de temperaturas $T_H - T_L$ es igualmente válida para ciclos de refrigeración reales.

El objetivo de un análisis de la segunda ley de un sistema de refrigeración es determinar los componentes que se pueden beneficiar al máximo por mejoras. Esto se realiza identificando las ubicaciones con mayor destrucción de exergía, y los componentes con la menor exergía o eficiencia de la segunda ley. La destrucción de energía en un componente se puede determinar directamente a partir de un balance de exergía o, indirectamente, calculando primero la generación de entropía y usando luego la relación

$$\dot{X}_{\text{dest}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} \tag{11-10}$$

donde T_0 es la temperatura ambiental (el estado muerto). Para un refrigerador, T_0 es usualmente la temperatura del medio a alta temperatura T_H (para una bomba térmica, es T_L). Las destrucciones de exergía y las eficiencias de exergía o de la segunda ley para los componentes principales de un sistema de refrigeración que operan en el ciclo que se muestra en la figura 11-9 se pueden escribir como sigue:

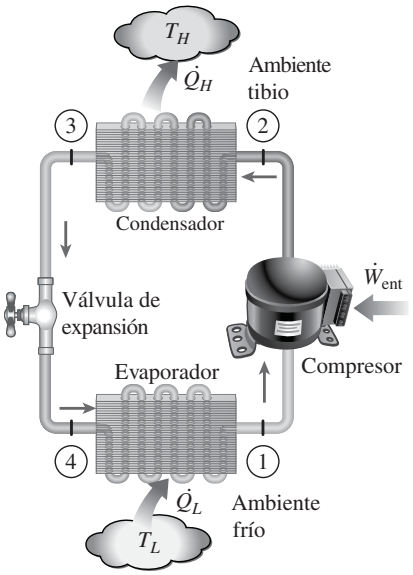


Figura 11-9
El ciclo de refrigeración por compresión de vapor considerado en el análisis de la segunda ley.

Compresor:

$$\dot{X}_{\text{dest,1–2}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen,1–2}} = \dot{m} T_0 (s_2 - s_1) \tag{11-11}$$

$$\eta_{\text{II,Comp}} = \frac{\dot{X}_{\text{recuperada}}}{\dot{X}_{\text{gastada}}} = \frac{\dot{W}_{\text{rev}}}{\dot{W}_{\text{real,ent}}} = \frac{\dot{m}[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)]}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1}$$

$$= 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest,1–2}}}{\dot{W}_{\text{real,ent}}} \tag{11-12}$$

Condensador:

$$\dot{X}_{\text{dest,2–3}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen,2–3}} = T_0 \left[\dot{m}(s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \right] \tag{11-13}$$

$$\eta_{\text{II,Cond}} = \frac{\dot{X}_{\text{recuperada}}}{\dot{X}_{\text{gastada}}} = \frac{\dot{X}_{Q_H}}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3} = \frac{\dot{Q}_H(1 - T_0/T_H)}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3}$$

$$= \frac{\dot{Q}_H(1 - T_0/T_H)}{\dot{m}[h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest, 2–3}}}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3} \tag{11-14}$$

Observe que, cuando $T_H = T_0$, que es normalmente el caso para los refrigeradores, $\eta_{\text{II,Cond}} = 0$, ya que no hay exergía *recuperable* en este caso.

Válvula de expansión:

$$\dot{X}_{\text{dest,3–4}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen,3–4}} = \dot{m} T_0 (s_4 - s_3) \tag{11-15}$$

$$\eta_{\text{II,Válv exp}} = \frac{\dot{X}_{\text{recuperada}}}{\dot{X}_{\text{gastada}}} = \frac{0}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} = 0 \quad \text{o}$$

$$\eta_{\text{II,Válv exp}} = 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest,3–4}}}{\dot{X}_{\text{gastada}}} = 1 - \frac{\dot{X}_3 - \dot{X}_4}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} = 0 \tag{11-16}$$

Evaporador:

$$\dot{X}_{\text{dest},4-1} = T_0 \dot{S}_{\text{gen},4-1} = T_0 \left[\dot{m}(s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L} \right] \tag{11-17}$$

$$\eta_{\text{II,Evap}} = \frac{\dot{X}_{\text{recuperada}}}{\dot{X}_{\text{gastada}}} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_L}}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1} = \frac{\dot{Q}_L(T_0 - T_L)/T_L}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1}$$

$$= \frac{\dot{Q}_L(T_0 - T_L)/T_L}{\dot{m}[h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest},4-1}}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1} \tag{11-18}$$

Aquí, $\dot{X}_{\dot{Q}_L}$ representa el positivo de la tasa de exergía correspondiente a la remoción de calor del medio de baja temperatura a T_L, a razón de $\dot{Q}_L$. Observe que las direcciones de la transferencia de calor y la exergía se vuelven opuestas cuando $T_L < T_0$ (es decir, la exergía del medio de baja temperatura aumenta cuando pierde calor). Asimismo, $\dot{X}_{\dot{Q}_L}$ es equivalente a la potencia que se puede producir por una máquina de ciclo de Carnot que recibe calor de un entorno a T_0 y rechaza calor a un medio de baja temperatura a T_L, a razón de $\dot{Q}_L$, que se puede demostrar que es

$$\dot{X}_{\dot{Q}_L} = \dot{Q}_L \frac{T_0 - T_L}{T_L} \tag{11-19}$$

Por la definición de reversibilidad, esto es equivalente al suministro de potencia mínima o reversible necesaria para quitar el calor a razón de $\dot{Q}_L$, y rechazarlo al ambiente a T_0. Es decir, $\dot{W}_{\text{rev,ent}} = \dot{W}_{\text{mín,ent}} = \dot{X}_{\dot{Q}_L}$.

Observe que, cuando $T_L = T_0$, que es frecuentemente el caso para bombas térmicas, $\eta_{\text{II,Evap}} = 0$, ya que no hay exergía recuperable en este caso.

La destrucción total de exergía asociada al ciclo es la suma de las destrucciones de exergía:

$$\dot{X}_{\text{dest,total}} = \dot{X}_{\text{dest},1-2} + \dot{X}_{\text{dest},2-3} + \dot{X}_{\text{dest},3-4} + \dot{X}_{\text{dest},4-1} \tag{11-20}$$

Se puede demostrar que la destrucción total de exergía correspondiente a un ciclo de refrigeración se puede obtener tomando la diferencia entre la exergía suministrada (entrada de potencia) y la exergía recuperada (la exergía del calor que se quita del medio de baja temperatura):

$$\dot{X}_{\text{dest,total}} = \dot{W}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\dot{Q}_L} \tag{11-21}$$

La eficiencia de la segunda ley o de exergía del ciclo se puede entonces expresar como

$$\eta_{\text{II,ciclo}} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_L}}{\dot{W}_{\text{ent}}} = \frac{\dot{W}_{\text{mín,ent}}}{\dot{W}_{\text{ent}}} = 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest,total}}}{\dot{W}_{\text{ent}}} \tag{11-22}$$

Sustituyendo $\dot{W}_{\text{ent}} = \dfrac{\dot{Q}_L}{\text{COP}_\text{R}}$ y $\dot{X}_{\dot{Q}_L} = \dot{Q}_L \dfrac{T_0 - T_L}{T_L}$ en la ecuación 11-22, se obtiene

$$\eta_{\text{II,ciclo}} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_L}}{\dot{W}_{\text{ent}}} = \frac{\dot{Q}_L(T_0 - T_L)/T_L}{\dot{Q}_L/\text{COP}_\text{R}} = \frac{\text{COP}_\text{R}}{T_L/(T_H - T_L)} = \frac{\text{COP}_\text{R}}{\text{COP}_{\text{R,rev}}} \tag{11-23}$$

ya que $T_0 = T_H$ para un ciclo de refrigeración. Así, la eficiencia de la segunda ley también es igual a la relación de los COP real y máximo para el ciclo. Esta definición de eficiencia de la segunda ley toma en cuenta todas las irreversibilidades dentro del refrigerador, incluyendo las transferencias de calor con el espacio refrigerado y el ambiente.

EJEMPLO 11-3 Análisis de exergía del ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Un ciclo de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo se usa para mantener un espacio a –13 °C mediante el rechazo de calor al aire ambiente a 27 °C. El refrigerante R-134a entra al compresor a 100 kPa sobrecalentado en 6.4 °C a razón de 0.05 kg/s. La eficiencia isentrópica del compresor es de 85 por ciento. El refrigerante sale del condensador a 39.4 °C, como líquido saturado. Determine *a*) la tasa de enfriamiento suministrado, y el COP del sistema; *b*) la destrucción de exergía en cada componente básico; *c*) el suministro mínimo de potencia y la eficiencia de la segunda ley del ciclo, y *d*) la tasa de destrucción total de exergía.

Solución Se considera un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Se deben determinar la tasa de enfriamiento, el COP, las destrucciones de exergía, el suministro mínimo de potencia, la eficiencia de la segunda ley y la destrucción total de exergía.

Suposiciones **1** Existen condiciones de operación estacionarias. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables.

Análisis *a*) El diagrama *T-s* del ciclo está dado en la figura 11-10. Las propiedades del R-134a son (tablas A-11 a A-13)

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= 100\ \text{kPa} \\ T_1 &= T_{\text{sat a } 100\,\text{kPa}} + \Delta T_{\text{sobre calentamiento}} \\ &= -26.4 + 6.4 = -20\ ^\circ\text{C} \end{aligned}\right\} \begin{aligned} h_1 &= 239.20\ \text{kJ/kg} \\ s_1 &= 0.9721\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{aligned}$$

$$P_3 = P_{\text{sat a } 39.4\,^\circ\text{C}} = 1\,000\ \text{kPa}$$

$$\left.\begin{aligned} P_2 &= P_3 = 1\,000\ \text{kPa} \\ s_2 &= s_1 = 0.9721\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{aligned}\right\} h_{2s} = 289.14\ \text{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{aligned} P_3 &= 1\,000\ \text{kPa} \\ x_3 &= 0 \end{aligned}\right\} \begin{aligned} h_3 &= 107.34\ \text{kJ/kg} \\ s_3 &= 0.39196\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{aligned}$$

$$h_4 = h_3 = 107.34\ \text{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{aligned} P_4 &= 100\ \text{kPa} \\ h_4 &= 107.34\ \text{kJ/kg} \end{aligned}\right\} s_4 = 0.4368\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Por la definición de eficiencia isentrópica,

$$\eta_C = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$0.85 = \frac{289.14 - 239.52}{h_2 - 239.52} \longrightarrow h_2 = 297.90\ \text{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{aligned} P_2 &= 1\,000\ \text{kPa} \\ h_2 &= 297.90\ \text{kJ/kg} \end{aligned}\right\} s_2 = 0.9984\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

La carga de refrigeración, la tasa de rechazo de calor y el suministro de potencia son:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05\ \text{kg/s})(239.52 - 107.34)\text{kJ/kg} = \mathbf{6.609\ kW}$$
$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) = (0.05\ \text{kg/s})(297.90 - 107.34)\text{kJ/kg} = 9.528\ \text{kW}$$
$$\dot{W}_{\text{ent}} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05\ \text{kg/s})(297.90 - 239.52)\text{kJ/kg} = 2.919\ \text{kW}$$

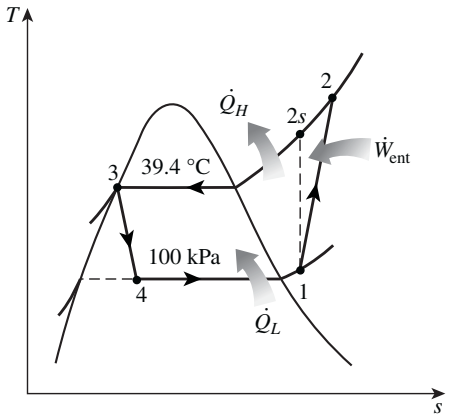


Figura 11-10

Diagrama temperatura-entropía del ciclo de refrigeración por compresión de vapor que se considera en el ejemplo 11-3.

Entonces, el COP del ciclo de refrigeración resulta

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_\text{ent}} = \frac{6.609\ \text{kW}}{2.919\ \text{kW}} = \mathbf{2.264}$$

b) Observando que la temperatura de estado muerto es $T_0 = T_H = 27 + 273 = 300$ K, la destrucción de exergía en cada componente del ciclo se determina como sigue:

Compresor:

$$\begin{aligned}\dot{X}_{\text{dest},1-2} &= T_0\dot{S}_{\text{gen}1-2} = T_0\dot{m}(s_2 - s_1)\\ &= (300\ \text{K})(0.05\ \text{kg/s})(0.9983 - 0.9721)\text{kJ/kg}\cdot\text{K}\\ &= \mathbf{0.3940\ kW}\end{aligned}$$

Condensador:

$$\begin{aligned}\dot{X}_{\text{dest},2-3} &= T_0\dot{S}_{\text{gen},2-3} = T_0\left[\dot{m}(s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H}\right]\\ &= (300\ \text{K})\left[(0.05\ \text{kg/s})(0.39196 - 0.9984)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} + \frac{9.528\ \text{kW}}{300\ \text{K}}\right]\\ &= \mathbf{0.4314\ kW}\end{aligned}$$

Válvula de expansión:

$$\begin{aligned}\dot{X}_{\text{dest},3-4} &= T_0\dot{S}_{\text{gen},3-4} = T_0\dot{m}(s_4 - s_3)\\ &= (300\ \text{K})(0.05\ \text{kg/s})(0.4368 - 0.39196)\text{kJ/kg}\cdot\text{K}\\ &= \mathbf{0.6726\ kW}\end{aligned}$$

Evaporador:

$$\begin{aligned}\dot{X}_{\text{dest},4-1} &= T_0\dot{S}_{\text{gen},4-1} = T_0\left[\dot{m}(s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L}\right]\\ &= (300\ \text{K})\left[(0.05\ \text{kg/s})(0.9721 - 0.4368)\text{kJ/kg}\cdot\text{K} - \frac{6.609\ \text{kW}}{260\ \text{K}}\right]\\ &= \mathbf{0.4037\ kW}\end{aligned}$$

c) El flujo de exergía correspondiente al calor transferido del medio de baja temperatura es

$$\dot{X}_{\dot{Q}_L} = \dot{Q}_L\frac{T_0 - T_L}{T_L} = (6.609\ \text{kW})\frac{300\ \text{K} - 260\ \text{K}}{260\ \text{K}} = 1.017\ \text{kW}$$

Éste es también el suministro mínimo o reversible de potencia para el ciclo:

$$\dot{W}_{\text{mín,ent}} = \dot{X}_{\dot{Q}_L} = \mathbf{1.017\ kW}$$

La eficiencia de la segunda ley del ciclo es

$$\eta_\text{II} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_L}}{\dot{W}_\text{ent}} = \frac{1.017\ \text{kW}}{2.919\ \text{kW}} = 0.348 = \mathbf{34.8}\%$$

Esta eficiencia también se puede determinar a partir de $\eta_{II} = COP_R/COP_{R,rev}$, donde

$$COP_{R,rev} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{(-13 + 273)\,K}{[27 - (-13)]K} = 6.500$$

Sustituyendo,

$$\eta_{II} = \frac{COP_R}{COP_{R,rev}} = \frac{2.264}{6.500} = 0.348 = \mathbf{34.8\%}$$

Los resultados son idénticos, como se esperaba.

d) La destrucción total de exergía es la diferencia entre la exergía gastada (suministro de potencia) y la exergía recuperada (la exergía del calor transferido desde el medio a baja temperatura):

$$\dot{X}_{dest,total} = \dot{W}_{ent} - \dot{X}_{\dot{Q}_L} = 2.919\,kW - 1.017\,kW = \mathbf{1.902\,kW}$$

La destrucción total de exergía también se puede determinar sumando las destrucciones de exergía en cada componente:

$$\begin{aligned}\dot{X}_{dest,total} &= \dot{X}_{dest,1-2} + \dot{X}_{dest,2-3} + \dot{X}_{dest,3-4} + \dot{X}_{dest,4-1}\\ &= 0.3945 + 0.4314 + 0.6726 + 0.4037\\ &= 1.902\,kW\end{aligned}$$

Los dos resultados son nuevamente idénticos, como se esperaba.

Comentario La entrada de exergía al ciclo es igual a la entrada real de trabajo, que es 2.92 kW. Se podría haber obtenido la misma carga de enfriamiento con sólo 34.8 por ciento de esta potencia (1.02 kW) si se hubiera usado un sistema reversible. La diferencia entre las dos es la exergía destruida en el ciclo (1.90 kW). La válvula de expansión parece ser el componente más irreversible, con 35.4 por ciento de las irreversibilidades del ciclo. Reemplazar la válvula de expansión por una turbina disminuiría las irreversibilidades al mismo tiempo que reduciría el suministro neto de potencia. Sin embargo, esto puede ser o puede no ser práctico en el sistema real. Se puede demostrar que aumentar la temperatura de evaporación y disminuir la temperatura de condensación también disminuiría la destrucción de exergía en estos componentes.

11-6 ▪ Selección del refrigerante adecuado

Cuando se diseña un sistema de refrigeración, existen varios refrigerantes que pueden elegirse, como clorofluorocarbonos (CFC), amoniaco, hidrocarburos (propano, etano, etileno, etc.), dióxido de carbono, aire (en el acondicionamiento de aire de aviones) e incluso agua (en aplicaciones arriba del punto de congelación). Una adecuada elección del refrigerante depende de la situación específica. De éstos, los refrigerantes tales como R-11, R-12, R-22, R-134a y R-502 abarcan 90 por ciento del mercado en Estados Unidos.

El *éter etílico* fue el primer refrigerante utilizado para el comercio de sistemas por compresión de vapor en 1850, y le siguieron otros como amoniaco, dióxido de carbono, cloruro metílico, dióxido de azufre, butano, etano, propano, isobutano, gasolina, y los clorofluorocarbonos, entre otros.

Los sectores industriales y del gran comercio estaban muy satisfechos con el *amoniaco*, y aún lo están, aunque este compuesto es tóxico. Las ventajas del amoniaco sobre otros refrigerantes son su bajo costo, altos COP (y en consecuencia, menores costos de energía), sus propiedades termodinámicas y de transporte más favorables y, por ello, coeficientes de transferencia de calor más altos (requiere intercambiadores de calor más pequeños y de menor costo), mayor detectabilidad en el caso de una fuga y ningún efecto en la capa de ozono. La principal desventaja del amoniaco es su toxicidad, que lo hace inadecuado para el uso doméstico. El amoniaco se usa predominantemente en las instalaciones de refrigeración de alimentos como la preservación de frutas frescas, vegetales, carnes y pescado; la refrigeración de bebidas y productos lácteos como la cerveza y el vino, la leche y el queso; el congelamiento de helados y otros alimentos; la producción de hielo, y la refrigeración a baja temperatura en las industrias farmacéutica y algunas otras.

Es notable que los primeros refrigerantes utilizados en los sectores doméstico y del pequeño comercio como el dióxido de azufre, el cloruro de etilo y de metilo, eran altamente tóxicos. La amplia difusión de unos cuantos casos de serias fugas que causaron lesionados y muertos en la década de 1920 produjo una petición pública para prohibir o limitar el uso de estos refrigerantes, creando la necesidad para el desarrollo de un refrigerante seguro de uso residencial. En 1928, en respuesta a una solicitud, Frigidaire Corporation, el laboratorio de investigación de la General Motors, desarrolló en tres días el R-21, el primer miembro de la familia de los refrigerantes de CFC. De varios CFC desarrollados, el equipo de investigación eligió al R-12 como el refrigerante más adecuado para uso comercial y le dio a la familia de CFC el nombre comercial "Freón". La producción comercial de R-11 y R-12 se inició en 1931 en una compañía formada por General Motors y E. I. du Pont de Nemours and Co., Inc. La versatilidad y el bajo costo de los CFC hizo que fueran los preferidos. Los CFC también se usaron en los aerosoles, los aislamientos de espuma, y en la industria electrónica como solventes para limpiar chips de computadora.

El R-11 se utiliza principalmente en enfriadores de agua de gran capacidad que sirven como sistemas de acondicionamiento del aire en edificios. El R-12 se usa en refrigeradores domésticos y congeladores, así como en acondicionadores de aire en automotores. El R-22 se usa en acondicionadores de aire tipo ventana, en bombas de calor, acondicionadores de aire de edificios comerciales y en grandes sistemas de refrigeración industrial; y ofrece una fuerte competencia al amoniaco. El R-502 (una mezcla del R-115 y del R-22) es el refrigerante dominante que se usa en los sistemas de refrigeración comerciales como los de los supermercados debido a que permite bajas temperaturas en evaporadores, mientras opera en una sola etapa de compresión.

La crisis del ozono ha ocasionado una gran agitación en la industria de la refrigeración y el aire acondicionado, y ha generado un análisis crítico de los refrigerantes actuales. A mitad de la década de 1970 se reconoció que los CFC permitían más radiación ultravioleta en la atmósfera de la Tierra, ya que destruyen la capa protectora de ozono y por lo tanto contribuyen al efecto invernadero que a su vez ocasiona el calentamiento global. En consecuencia, el uso de algunos CFC se ha prohibido por medio de tratados internacionales. Los CFC completamente halogenados (como el R-11, R-12 y R-115) son responsables de la mayor parte del daño de la capa de ozono. Los refrigerantes no completa-

mente halogenados como el R-22 tienen cerca de 5 por ciento de la capacidad destructiva del ozono que posee el R-12. En la actualidad, se están desarrollando refrigerantes favorables a la capa de ozono, que protejan a la Tierra de los dañinos rayos ultravioleta. El alguna vez popular R-12 fue en gran parte reemplazado por el recientemente desarrollado R-134a, libre de cloro.

Dos parámetros importantes que necesitan considerarse en la selección de un refrigerante son las temperaturas de los dos medios (el espacio refrigerado y el ambiente) con los cuales el refrigerante intercambia calor.

Para tener una transferencia de calor a una tasa razonable, debe mantenerse una diferencia de temperatura de 5 a 10 °C entre el refrigerante y el medio con que intercambia calor. Por ejemplo, si un espacio refrigerado va a mantenerse a −10 °C, la temperatura del refrigerante debe mantenerse cercana a −20 °C mientras absorbe calor en el evaporador. La presión más baja en un ciclo de refrigeración sucede en el evaporador, y esta presión debe ser superior a la atmosférica para evitar cualquier filtración de aire dentro del sistema de refrigeración. Por lo tanto, un refrigerante debe tener una presión de saturación de 1 atm o mayor a −20 °C en este caso particular. El amoniaco y el R-134a son dos de esas sustancias.

La temperatura (y por lo tanto, la presión) del refrigerante en el lado del condensador depende del medio hacia el cual se rechaza el calor. Es posible mantener temperaturas menores en el condensador (y por ello, COP más altos) si el refrigerante se enfría con agua líquida en lugar de aire. Sin embargo, el uso de agua de enfriamiento no tiene una justificación económica, salvo en los grandes sistemas de refrigeración industrial. La temperatura del refrigerante en el condensador no puede descender por debajo de la temperatura del medio de enfriamiento (alrededor de 20 °C en un refrigerador doméstico) y la presión de saturación del refrigerante a esta temperatura debe estar bastante abajo de su presión crítica si el proceso de rechazo de calor va a ser aproximadamente isotérmico. Si ningún refrigerante simple cubre los requisitos de temperatura, entonces dos o más ciclos de refrigeración con diferentes refrigerantes se usan en serie. Un sistema de refrigeración de estas características se llama *sistema en cascada*, el cual se analizará posteriormente en este capítulo.

Otra característica deseable de un refrigerante es que no sea tóxico, corrosivo o inflamable, pero que sea estable químicamente; que tenga alta entalpía de vaporización (minimizando el flujo másico) y, por supuesto, que se obtenga a bajo costo.

En el caso de bombas de calor, la temperatura mínima (y presión) para el refrigerante puede ser considerablemente más alta puesto que el calor suele extraerse de un medio que se encuentra muy por encima de las temperaturas encontradas en los sistemas de refrigeración.

11-7 ▪ Sistemas de bombas de calor

Las bombas de calor generalmente resultan más costosas que otros sistemas de calefacción cuando se adquieren y se instalan, pero a la larga ahorran dinero en algunas áreas porque reducen el costo de calefacción. A pesar de sus costos iniciales relativamente más altos, la popularidad de las bombas de calor va en aumento. Cerca de una tercera parte de todas las casas construidas para familias pequeñas en Estados Unidos en la última década del siglo XX, se calentaban mediante bombas de calor.

La fuente de energía más común para las bombas de calor es el aire atmosférico (sistemas aire-aire), aunque también se usan el agua y el suelo. El principal problema con los sistemas que utilizan aire como fuente es la formación de *escarcha*, que se muestra en los climas húmedos cuando la temperatura des-

ciende por abajo de una temperatura de 2 a 5 °C. La acumulación de escarcha en los serpentines del evaporador es bastante indeseable dado que interrumpe la transferencia de calor. Sin embargo, los serpentines pueden descongelarla cuando se invierte el ciclo de la bomba de calor (operándola como un acondicionador de aire). Esto origina una reducción en la eficiencia del sistema. Los sistemas que tienen al agua como fuente suelen usar agua subterránea a profundidades de hasta 80 m en el intervalo de temperaturas entre 5 y 18 °C, y no tienen problemas de formación de escarcha. Por lo común, mantienen COP más altos, pero son más complejos y requieren fácil acceso a un gran depósito de agua, como el agua subterránea. Los sistemas que utilizan el suelo como fuente también son pocos, pues requieren una gran tubería situada bajo el suelo a cierta profundidad donde la temperatura es relativamente constante. El COP de las bombas de calor casi siempre varía entre 1.5 y 4, según el sistema particular utilizado y la temperatura de la fuente. Una nueva clase de bombas de calor desarrollada recientemente, accionada mediante un motor eléctrico de velocidad variable, es por lo menos dos veces más eficiente que sus predecesoras.

Tanto la capacidad como la eficiencia de una bomba de calor, disminuyen de manera significativa a temperaturas bajas. Por consiguiente, la mayor parte de las bombas de calor que utilizan al aire como fuente requieren un sistema de calentamiento suplementario como son los calentadores de resistencia eléctrica, o un horno de gas o petróleo. Considerando que las temperaturas del agua y del suelo no varían mucho, tal vez no se requiera un calentamiento suplementario en los sistemas que utilizan como fuente al agua o al suelo. Sin embargo, los sistemas de bomba de calor deben tener el tamaño suficiente para satisfacer la máxima carga de calentamiento.

Las bombas de calor y los acondicionadores de aire tienen los mismos componentes mecánicos. Por consiguiente, no resulta económico tener dos sistemas separados para cubrir los requerimientos de calefacción y enfriamiento de un edificio. Un sistema puede usarse como una bomba de calor en el invierno

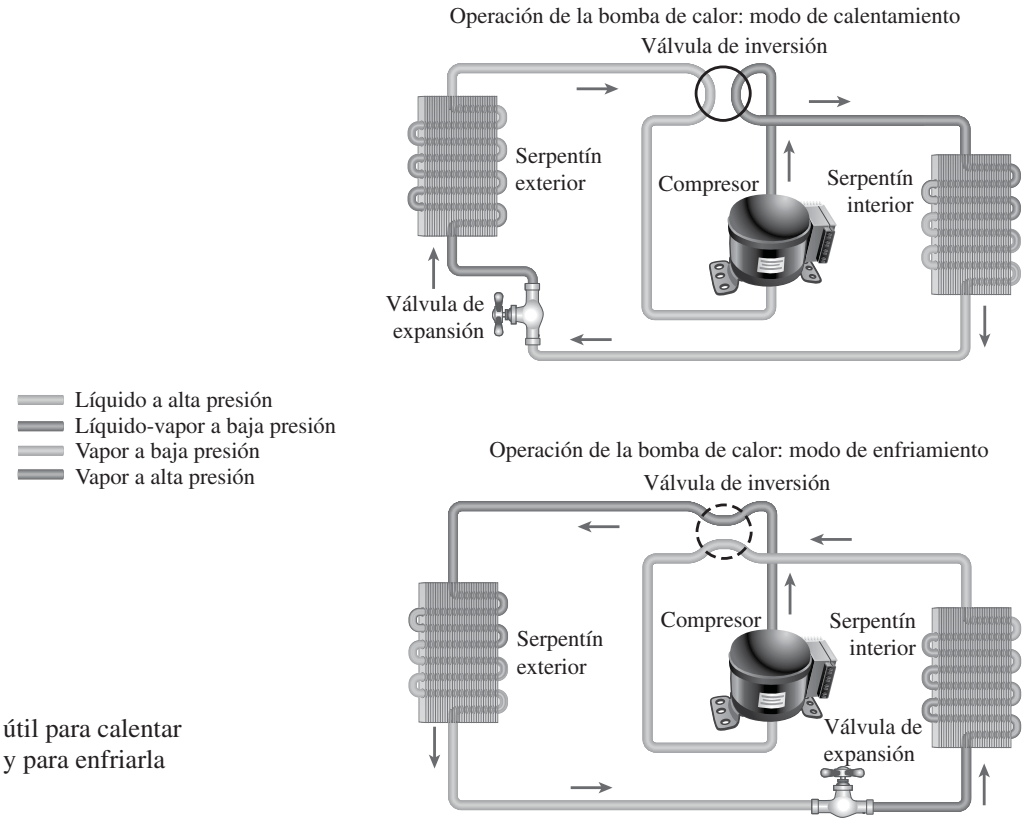


Figura 11-11

Una bomba de calor es útil para calentar una casa en el invierno y para enfriarla en el verano.

y como acondicionador de aire en el verano. Esto se consigue al añadir una válvula inversora en el ciclo, como se muestra en la figura 11-11. Como resultado de esta modificación, el condensador de la bomba de calor (ubicado en los interiores) funciona como el evaporador del acondicionador de aire en el verano. Además, el evaporador de la bomba de calor (localizado en el exterior) sirve como el condensador del acondicionador de aire. Esta característica incrementa la competitividad de la bomba de calor. Dichas unidades de propósito doble se utilizan con frecuencia en los moteles.

Las bombas de calor son más competitivas en áreas que tienen una gran carga de enfriamiento durante la temporada de frío, y una carga de calefacción relativamente pequeña durante la temporada de calor, como en la zona sur de Estados Unidos. En esas áreas, la bomba de calor cubre todas las necesidades de enfriamiento y calefacción de los edificios residenciales o comerciales. La bomba de calor es menos competitiva en áreas donde la carga de calentamiento es muy grande y la carga de enfriamiento es pequeña, como en la zona norte de Estados Unidos.

11-8 ▪ Sistemas innovadores de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor estudiado antes, es el más utilizado y el más adecuado para la mayor parte de las aplicaciones de refrigeración. Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor ordinarios son simples, económicos, confiables y prácticamente libres de mantenimiento (¿cuándo fue la última vez que le dio servicio a su refrigerador doméstico?). Sin embargo, en grandes aplicaciones industriales, la *eficiencia* —no la simplicidad— es lo que más importa. También en algunas aplicaciones, el ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor es inadecuado y necesita modificarse. Ahora analizaremos algunas de esas modificaciones y refinamientos.

Sistemas de refrigeración en cascada

Algunas aplicaciones industriales requieren temperaturas moderadamente bajas, y el intervalo de temperatura que involucran es demasiado grande para que un ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor resulte práctico. Un gran intervalo de temperatura significa también un gran nivel de presión en el ciclo y un pobre desempeño en un compresor reciprocante. Una manera de enfrentar esas situaciones consiste en efectuar el proceso de refrigeración por etapas, es decir, tener dos o más ciclos de refrigeración que operan en serie. Tales procesos se denominan **ciclos de refrigeración en cascada**.

Un ciclo de refrigeración en cascada de dos etapas se muestra en la figura 11-12. Los dos ciclos se conectan por medio de un intercambiador de calor en medio, el cual sirve como el evaporador para el ciclo superior (ciclo *A*) y como el condensador en el ciclo inferior (ciclo *B*). Suponiendo que el intercambiador de calor está bien aislado y que las energías cinética y potencial son despreciables, la transferencia de calor del fluido en el ciclo inferior debe ser igual a la transferencia de calor del fluido en el ciclo superior. De modo que la relación de los flujos másicos en cada ciclo debe ser

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) \quad \longrightarrow \quad \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \tag{11-24}$$

Además,

$$\text{COP}_{\text{R,cascada}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{neto,entrada}}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)} \tag{11-25}$$

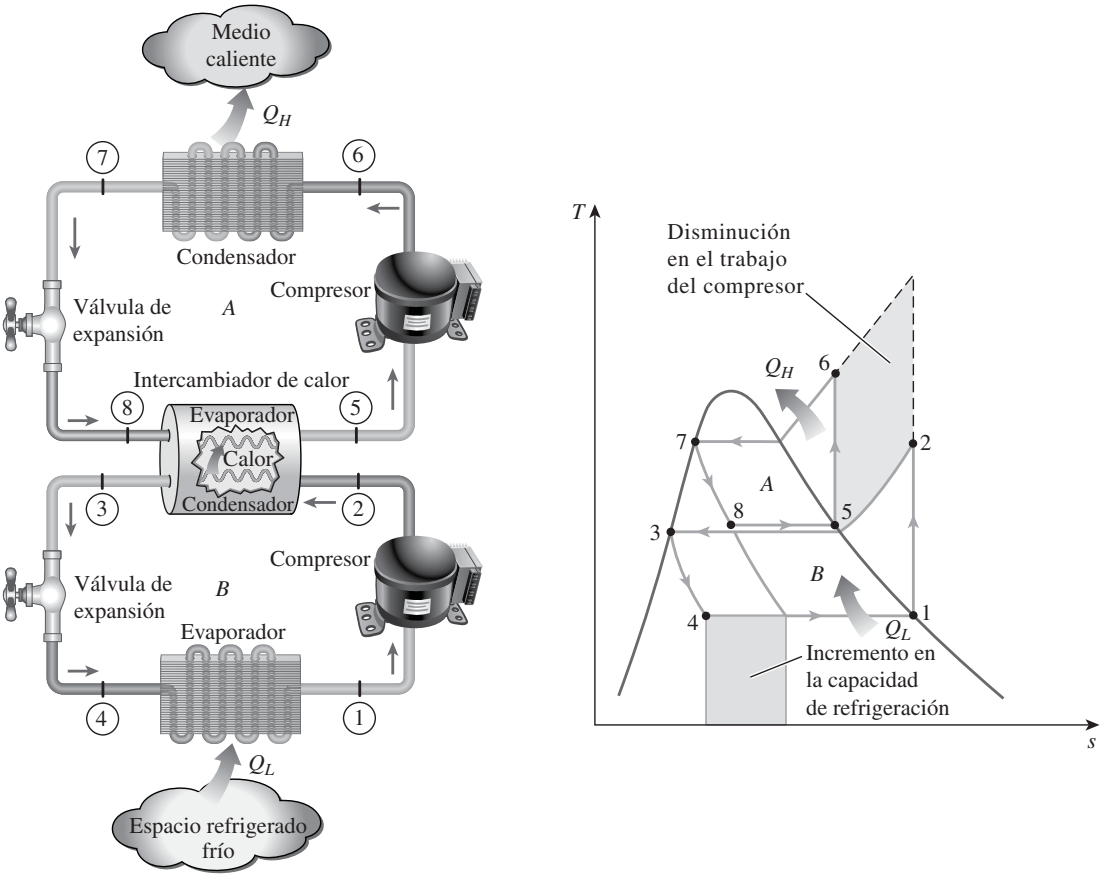


Figura 11-12

Un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas con el mismo refrigerante en ambas etapas.

En el sistema en cascada ilustrado en la figura, los refrigerantes en ambos ciclos se suponen iguales. No obstante, esto no es necesario ya que no se produce mezcla en el intercambiador de calor. Por lo tanto, los refrigerantes con características más deseables pueden utilizarse en cada ciclo. En este caso, habría una curva de saturación independiente para cada fluido y el diagrama *T-s* resultaría distinto para uno de los ciclos. Además, en los sistemas reales de refrigeración en cascada, los dos ciclos se traslaparían un poco debido a que se requiere una diferencia de temperatura entre los dos fluidos para que suceda alguna transferencia de calor.

Es evidente, a partir del diagrama *T-s* y de la figura 11-12, que el trabajo del compresor disminuye y que la cantidad de calor absorbido del espacio refrigerado aumenta como resultado de las etapas en cascada. Por lo tanto, el sistema en cascada mejora el COP de un sistema de refrigeración. Algunos sistemas de refrigeración usan tres o cuatro etapas en cascada.

EJEMPLO 11-4 Un ciclo de refrigeración en cascada de dos etapas

Considere un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas que opera entre los límites de presión de 0.8 y 0.14 MPa. Cada etapa opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo. El rechazo de calor del ciclo inferior al ciclo superior sucede en un intercambiador de calor adiabático de contraflujo donde ambos flujos

entran aproximadamente a 0.32 MPa. (En la práctica, el fluido de trabajo del ciclo inferior estará a una presión y una temperatura más altas en el intercambiador de calor, para una transferencia de calor efectiva.) Si el flujo másico del refrigerante en el ciclo superior es de 0.05 kg/s, determine *a*) el flujo másico del refrigerante en el ciclo inferior, *b*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor, así como *c*) el coeficiente de desempeño de este refrigerador en cascada.

Solución Se considera un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas que opera entre los límites de presión especificados. Se determinarán el flujo másico del refrigerante en el ciclo inferior, la tasa de refrigeración, la entrada de potencia y el COP.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables. **3** El intercambiador de calor es adiabático.

Propiedades Las entalpías del refrigerante en los ocho estados se determinan de las tablas del refrigerante y se indican en el diagrama *T-s*.

Análisis El ciclo de refrigeración se muestra en un diagrama *T-s* en la figura 11-13. El ciclo superior está marcado como *A* y el inferior como ciclo *B*. Para ambos ciclos, el refrigerante sale del condensador como un líquido saturado y entra al compresor como un vapor saturado.

a) El flujo másico del refrigerante en el ciclo inferior se encuentra a partir del balance de energía de flujo estacionario en el intercambiador de calor,

$$\dot{E}_{\text{salida}} = \dot{E}_{\text{entrada}} \longrightarrow \dot{m}_A h_5 + \dot{m}_B h_3 = \dot{m}_A h_8 + \dot{m}_B h_2$$

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3)$$

$$(0.05\ \text{kg/s})[(251.93 - 95.48)\ \text{kJ/kg}] = \dot{m}_B[(255.95 - 55.14)\ \text{kJ/kg}]$$

$$\dot{m}_B = \mathbf{0.0390\ kg/s}$$

b) La tasa de calor extraído por el ciclo en cascada es la tasa de absorción de calor en el evaporador de la etapa inferior. La entrada de potencia en un ciclo en cascada es la suma de las entradas de potencia en todos los compresores:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_B(h_1 - h_4) = (0.0390\ \text{kg/s})[(239.19 - 55.14)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{7.18\ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = \dot{W}_{\text{compresor I,entrada}} + \dot{W}_{\text{compresor II,entrada}} = \dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)$$

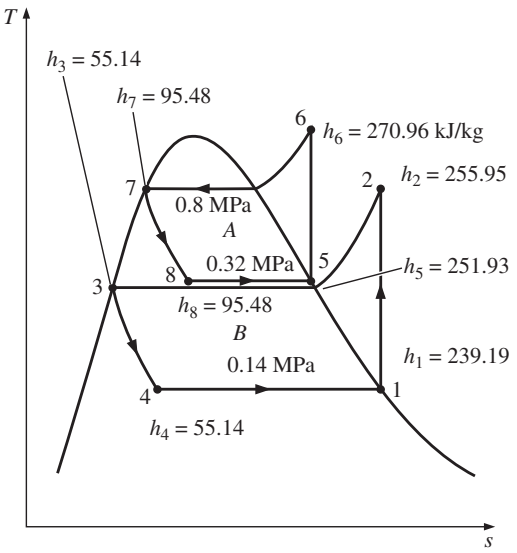


Figura 11-13
Diagrama *T-s* del ciclo de refrigeración en cascada descrito en el ejemplo 11-4.

$$= (0.05\ \text{kg/s})[(270.96 - 251.93)\ \text{kJ/kg}] + (0.039\ \text{kg/s})[(255.95 - 239.19)\ \text{kJ/kg}]$$
$$= \mathbf{1.61\ kW}$$

c) El COP de un sistema de refrigeración es la relación entre la carga de refrigeración y la entrada neta de potencia:

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{neto,entrada}}} = \frac{7.18\ \text{kW}}{1.61\ \text{kW}} = \mathbf{4.46}$$

Comentario Este problema fue examinado en el ejemplo 11-1 para un sistema de refrigeración de una sola etapa. Observe que el COP del sistema de refrigeración aumenta de 3.97 a 4.46 como resultado de las etapas en cascada. El COP de un sistema se incrementa aún más si aumenta más el número de etapas en cascada.

Sistemas de refrigeración por compresión de múltiples etapas

Cuando el fluido utilizado por todo el sistema de refrigeración en cascada es el mismo, el intercambiador de calor entre las etapas puede sustituirse por una cámara de mezclado (llamada *cámara de vaporización instantánea*), puesto que tiene mejores características de transferencia de calor. A dichos sistemas se les denomina **sistemas de refrigeración por compresión de múltiples etapas**. Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas se muestra en la figura 11-14.

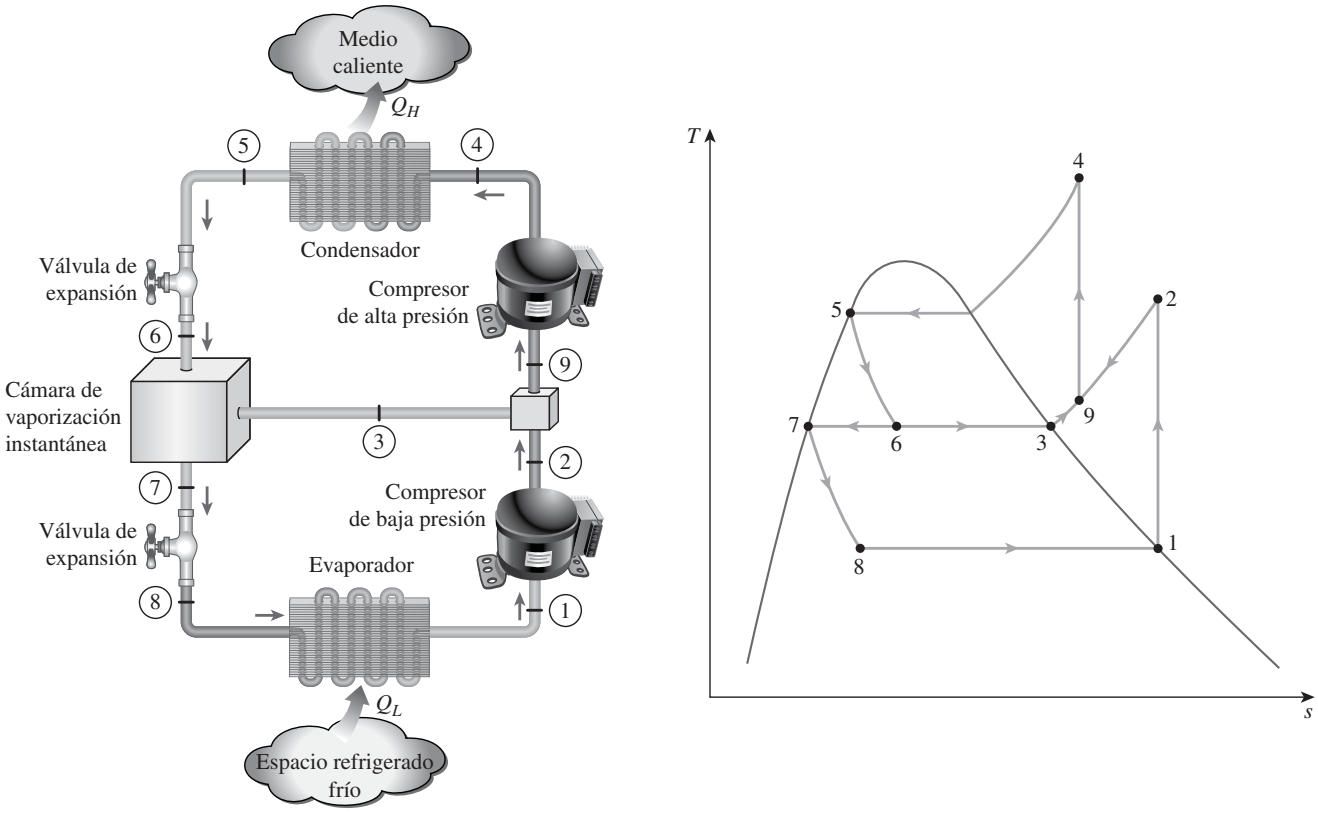


Figura 11-14
Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas con una cámara de vaporización instantánea.

En este sistema, el refrigerante líquido se expande en la primera válvula de expansión hasta la presión de la cámara de vaporización instantánea, que es la misma que la presión entre las etapas del compresor. Parte del líquido se evapora durante este proceso. Este vapor saturado (estado 3) se mezcla con el vapor sobrecalentado del compresor de baja presión (estado 2), y la mezcla entra al compresor de presión alta en el estado 9. Esto es, en esencia, un proceso de regeneración. El líquido saturado (estado 7) se expande a través de la segunda válvula de expansión hacia el evaporador, donde recoge calor del espacio refrigerado.

El proceso de compresión en este sistema es similar a una compresión de dos etapas con interenfriamiento, y el trabajo del compresor disminuye. Debe tenerse cuidado en las interpretaciones de las áreas en el diagrama *T-s* en este caso, dado que los flujos másicos son diferentes en las distintas fases del ciclo.

EJEMPLO 11-5 Un ciclo de refrigeración de dos etapas con una cámara de vaporización instantánea

Considere un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas que opera en los límites de presión de 0.8 y 0.14 MPa. El fluido de trabajo es el refrigerante 134a. El refrigerante sale del condensador como un líquido saturado y es estrangulado hacia una cámara de vaporización instantánea que opera a 0.32 MPa. Parte del refrigerante se evapora durante este proceso de vaporización instantánea, y este vapor se mezcla con el refrigerante que sale del compresor de baja presión. La mezcla se comprime luego hasta la presión del condensador mediante el compresor de alta presión. El líquido en la cámara de vaporización instantánea se estrangula hasta la presión del evaporador y enfría el espacio refrigerado cuando se evapora en el evaporador. Suponiendo que el refrigerante sale del evaporador como un vapor saturado y que ambos compresores son isentrópicos, determine *a*) la fracción del refrigerante que se evapora cuando se estrangula hacia la cámara de vaporización instantánea, *b*) la cantidad de calor extraído del espacio refrigerado y el trabajo del compresor por unidad de masa del refrigerante que circula a través del condensador y *c*) el coeficiente de desempeño.

Solución Se considera un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas que opera en los límites de presión especificados. Se determinarán la fracción del refrigerante que se evapora en la cámara de vaporización instantánea, el calor extraído, la entrada de trabajo por unidad de masa y el COP.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables. **3** La cámara de vaporización instantánea es adiabática.

Propiedades Las entalpías del refrigerante en diversos estados se determinan a partir de las tablas de refrigerante y se indican sobre el diagrama *T-s*.

Análisis El ciclo de refrigeración se muestra en un diagrama *T-s* en la figura 11-15. Observe que el refrigerante deja al condensador como líquido saturado y entra al compresor de presión baja como vapor saturado.

a) La fracción del refrigerante que se evapora cuando se estrangula en dirección a la cámara de vaporización instantánea es simplemente la calidad en el estado 6, esto es

$$x_6 = \frac{h_6 - h_f}{h_{fg}} = \frac{95.48 - 55.14}{196.78} = \mathbf{0.2050}$$

b) La cantidad de calor removido del espacio refrigerado y la entrada de trabajo del compresor por unidad de masa de refrigerante que circula a través del condensador son

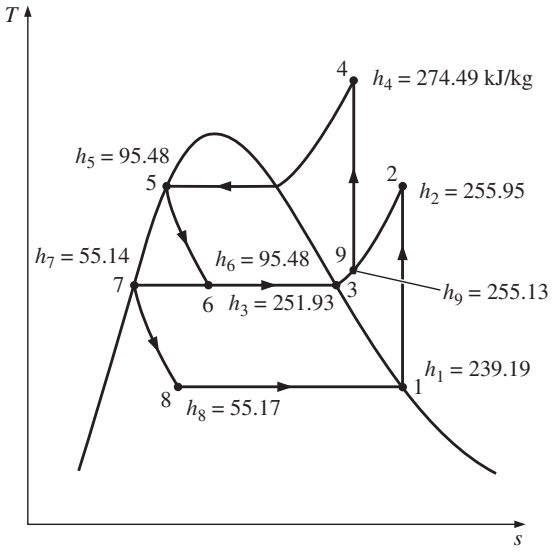


Figura 11-15
Diagrama *T-s* de un ciclo de refrigeración por compresión de dos etapas descrito en el ejemplo 11-5.

$$q_L = (1 - x_6)(h_1 - h_8)$$
$$= (1 - 0.2050)[(239.19 - 55.14)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{146.3\ kJ/kg}$$

y

$$w_{\text{entrada}} = w_{\text{compresor I,entrada}} + w_{\text{compresor II,entrada}} = (1 - x_6)(h_2 - h_1) + (1)(h_4 - h_9)$$

La entalpía en el estado 9 se determina a partir del balance de energía de la cámara de mezclado,

$$\dot{E}_{\text{salida}} = \dot{E}_{\text{entrada}}$$
$$(1)h_9 = x_6 h_3 + (1 - x_6)h_2$$
$$h_9 = (0.2050)(251.93) + (1 - 0.2050)(255.95) = 255.13\ \text{kJ/kg}$$

Además, $s_9 = 0.9417$ kJ/kg · K. De modo que la entalpía en el estado 4 (0.8 MPa, $s_4 = s_9$) es $h_4 = 274.49$ kJ/kg. Al sustituir

$$w_{\text{entrada}} = (1 - 0.2050)[(255.95 - 239.19)\ \text{kJ/kg}] + (274.49 - 255.13)\ \text{kJ/kg}$$
$$= \mathbf{32.68\ kJ/kg}$$

c) El coeficiente de desempeño se determina por

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{entrada}}} = \frac{146.3\ \text{kJ/kg}}{32.68\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{4.48}$$

Comentario Este problema se resolvió en el ejemplo 11-1 para un sistema de refrigeración de una sola etapa (COP = 3.97) y en el ejemplo 11-4 para un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas (COP = 4.46). Observe que el COP de un sistema de refrigeración aumenta de manera considerable respecto de la compresión de una sola etapa, pero no cambia en lo que se refiere a la compresión en cascada de dos etapas.

Sistemas de refrigeración de propósito múltiple con un solo compresor

Algunas aplicaciones requieren refrigeración a más de una temperatura. Esto puede lograrse utilizando una válvula de estrangulamiento independiente y un compresor por separado para cada evaporador que opere a temperaturas diferentes. Sin embargo, un sistema de esas características será voluminoso y

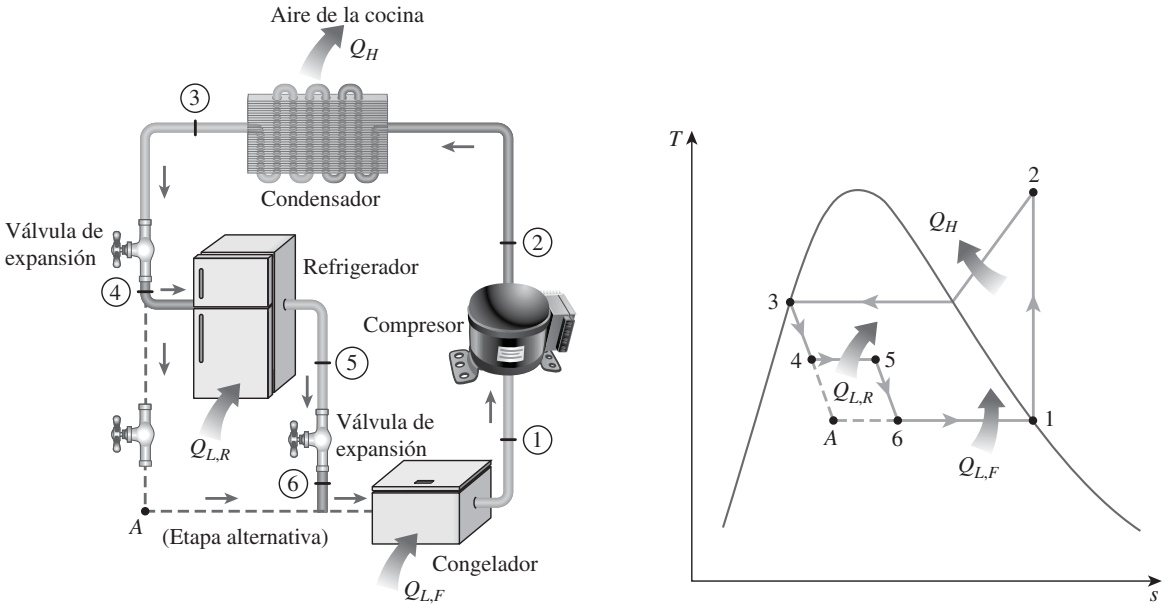


Figura 11-16

Esquema y diagrama *T-s* para una unidad de refrigerador-congelador con un compresor.

quizá antieconómico. Un planteamiento más práctico y económico sería enviar todos los flujos de salida de los evaporadores a un solo compresor, y dejar que éste maneje el proceso de compresión para el sistema completo.

Considere, por ejemplo, una unidad ordinaria de congelador-refrigerador. Un esquema simplificado de la unidad y el diagrama *T-s* del ciclo se presentan en la figura 11-16. La mayor parte de los alimentos refrigerados tienen un alto contenido de agua y el espacio refrigerado debe mantenerse arriba del punto de congelación para evitar el congelamiento. El compartimiento del congelador, sin embargo, se mantiene a casi −18 °C. Por consiguiente, el refrigerante debe entrar al congelador a −25 °C para tener una transferencia de calor a una tasa razonable en el congelador. Si se usara una sola válvula de expansión y un evaporador, el refrigerante tendría que circular en ambos compartimientos a casi −25 °C, lo que provocaría la formación de hielo en la vecindad de los serpentines del evaporador, y la deshidratación del producto. Este problema se elimina estrangulando el refrigerante a una presión más alta (y en consecuencia, la temperatura) para su uso en el espacio refrigerado, y después estrangulándolo hasta la presión mínima cuando se utilice en el congelador. La totalidad del refrigerante que sale del compartimiento del congelador se comprime después con un solo compresor hasta la presión del condensador.

Licuefacción de gases

La licuefacción de gases siempre ha sido un área importante de la refrigeración, pues muchos procesos científicos y de ingeniería a temperaturas criogénicas (temperaturas por debajo de −100 °C) dependen de gases licuados. Algunos ejemplos son la separación del oxígeno y del nitrógeno del aire, la preparación de propulsores líquidos para cohetes, el estudio de propiedades de materiales a bajas temperaturas, y el estudio de algunos fenómenos interesantes como la superconductividad.

A temperaturas superiores al valor del punto crítico, una sustancia existe únicamente en la fase gaseosa. Las temperaturas críticas del helio, hidrógeno

y nitrógeno (tres gases licuados que se usan comúnmente) son −268, −240 y −147 °C, respectivamente. Por lo tanto, ninguna de estas sustancias existirá en forma líquida en condiciones atmosféricas. Además, las bajas temperaturas de esta magnitud no se obtienen con técnicas ordinarias de refrigeración. Entonces, la pregunta que necesita responderse en la licuefacción de gases es: *¿Cómo puede reducirse la temperatura de un gas por debajo de su valor de punto crítico?*

Varios ciclos, algunos complejos y otros sencillos, se utilizan con buenos resultados en la licuefacción de gases. En seguida se analiza el ciclo Linde-Hampson que se representa de manera esquemática y en un diagrama *T-s* en la figura 11-17.

El gas de reposición se mezcla con la parte no condensada del gas del ciclo previo, y la mezcla en el estado 2 se comprime mediante un compresor de múltiples etapas hasta el estado 3. El proceso de compresión se acerca a un proceso isotérmico debido al interenfriamiento. El gas de alta presión se enfría en un enfriador posterior con un medio de enfriamiento o con un sistema de refrigeración externo independiente hasta el estado 4. El gas se enfría todavía más en un intercambiador de calor a contraflujo regenerativo por medio de una parte no condensada del gas del ciclo previo hasta el estado 5, y se estrangula hasta el estado 6, el cual es un estado de vapor húmedo. El líquido (estado 7) se colecta como el producto deseado, y el vapor (estado 8) se envía al regenerador a enfriar el gas de alta presión que se aproxima a la válvula de estrangulamiento. Por último, el gas se mezcla con gas fresco de reposición, y el ciclo se repite.

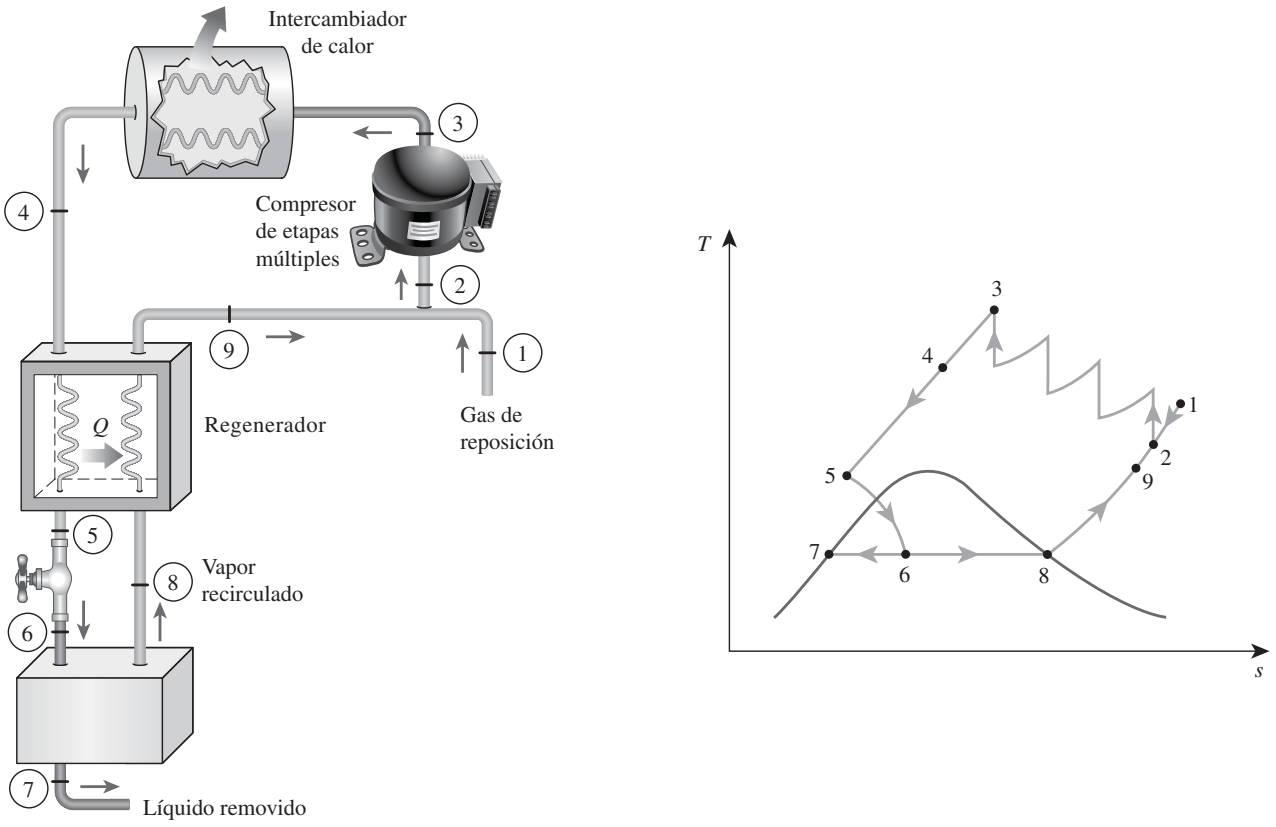


Figura 11-17
Sistema Linde-Hampson para la licuefacción de gases.

Éste y otros ciclos de refrigeración empleados en la licuefacción de gases, también se utilizan para la solidificación de gases.

11-9 ▪ Ciclos de refrigeración de gas

Según se explicó en la sección 11-2, el ciclo de Carnot (el estándar de comparación para los ciclos de potencia) y el ciclo invertido de Carnot (el estándar de comparación para los ciclos de refrigeración) son idénticos, excepto porque el ciclo invertido de Carnot opera en la dirección contraria. Esto sugiere que los ciclos de potencia estudiados en los capítulos anteriores pueden utilizarse como ciclos de refrigeración por medio de una simple reversión. De hecho, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor es en esencia un ciclo Rankine modificado que opera a la inversa. Otro ejemplo es el ciclo invertido Stirling, que es el ciclo con base en el cual operan los refrigeradores Stirling. En esta sección, se analiza el *ciclo invertido Brayton*, mejor conocido como el **ciclo de refrigeración de gas**.

Considere el ciclo de refrigeración de gas que se muestra en la figura 11-18. Los alrededores están a T_0 y el espacio refrigerado se va a mantener a T_L. El gas se comprime durante el proceso 1-2. El gas a presión y temperatura altas en el estado 2 se enfría después a presión constante hasta T_0 al rechazar calor hacia los alrededores. Esto es seguido por un proceso de expansión en una turbina, durante el cual la temperatura del gas disminuye hasta T_4. (¿Es posible lograr el efecto de enfriamiento con una válvula de estrangulamiento en lugar de una turbina?) Por último, el gas frío absorbe calor del espacio refrigerado hasta que su temperatura se eleva hasta T_1.

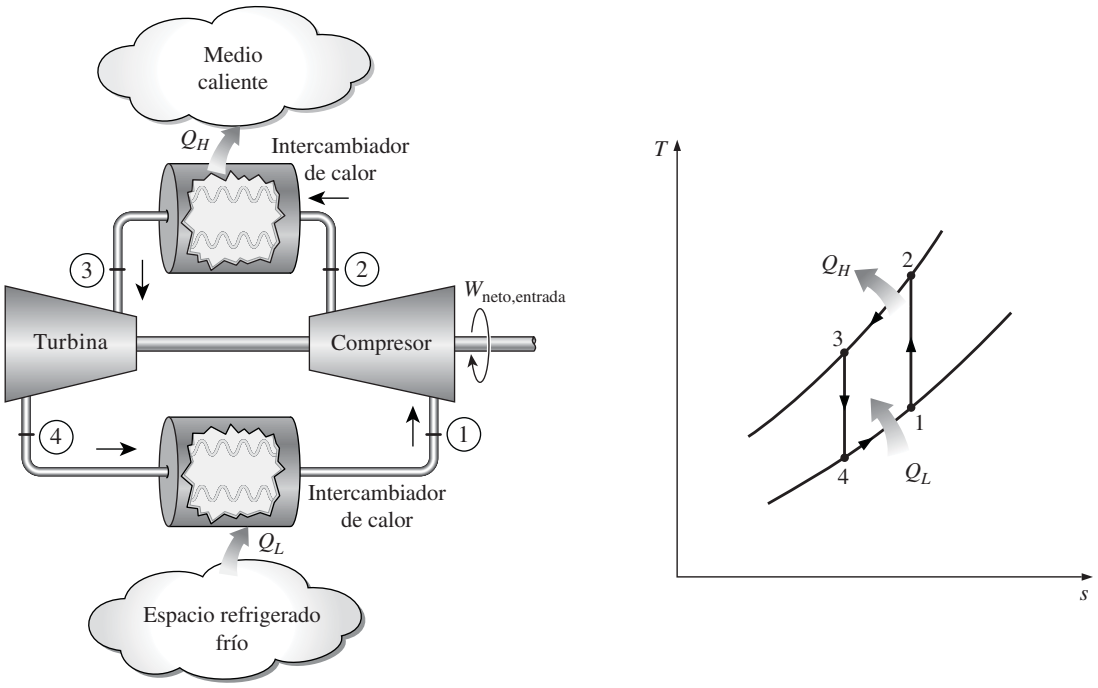


Figura 11-18
Ciclo simple de refrigeración de gas.

Todos los procesos recién descritos son internamente reversibles, y el ciclo ejecutado es el ciclo *ideal* de refrigeración de gas. En los ciclos reales de refrigeración de gas, los procesos de compresión y expansión se desviarán de los isentrópicos, y T_3 será más alta que T_0 a menos que el intercambiador de calor sea infinitamente largo.

En un diagrama *T-s*, el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor removido del espacio refrigerado; el área encerrada 1-2-3-4-1 representa la entrada neta de trabajo. La relación de estas áreas es el COP para el ciclo, que se expresa como

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{q_L}{w_{\text{compresor,entrada}} - w_{\text{turbina,salida}}} \tag{11-26}$$

donde

$$q_L = h_1 - h_4$$
$$w_{\text{turbina,salida}} = h_3 - h_4$$
$$w_{\text{compresor,entrada}} = h_2 - h_1$$

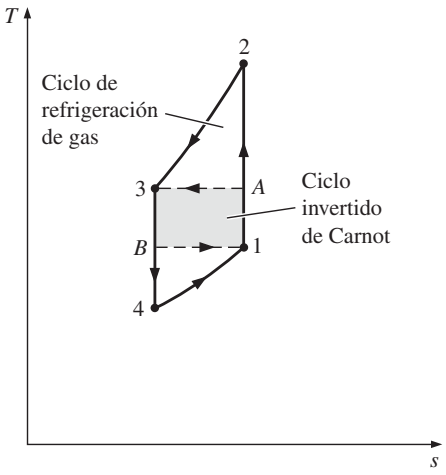


Figura 11-19
Un ciclo de Carnot invertido produce más refrigeración (área bajo *B*1) con menos entrada de trabajo (área 1*A*3*B*).

El ciclo de refrigeración de gas se desvía del ciclo de Carnot invertido debido a que los procesos de transferencia de calor no son isotérmicos. De hecho, la temperatura del gas varía de manera considerable durante el proceso de transferencia de calor. En consecuencia, los ciclos de refrigeración de gas tienen COP menores respecto de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor o con relación al ciclo de Carnot invertido. Esto también se deduce del diagrama *T-s* en la figura 11-19. El ciclo de Carnot invertido consume una fracción del trabajo neto (área rectangular 1*A*3*B*), pero produce una cantidad mayor de refrigeración (área triangular bajo *B*1).

A pesar de su bajo COP, los ciclos de refrigeración de gas tienen dos características deseables: incluyen componentes simples más ligeros (que los hacen adecuados para el enfriamiento de aviones) y pueden incorporar regeneración (por lo que son adecuados en la licuefacción de gases y en las aplicaciones criogénicas). Un sistema de enfriamiento de avión, que opera en un ciclo abierto, se muestra en la figura 11-20. El aire atmosférico se comprime por medio de un compresor, se enfría mediante el aire circundante y se expande en una turbina. El aire frío que sale de la turbina es dirigido después a la cabina.

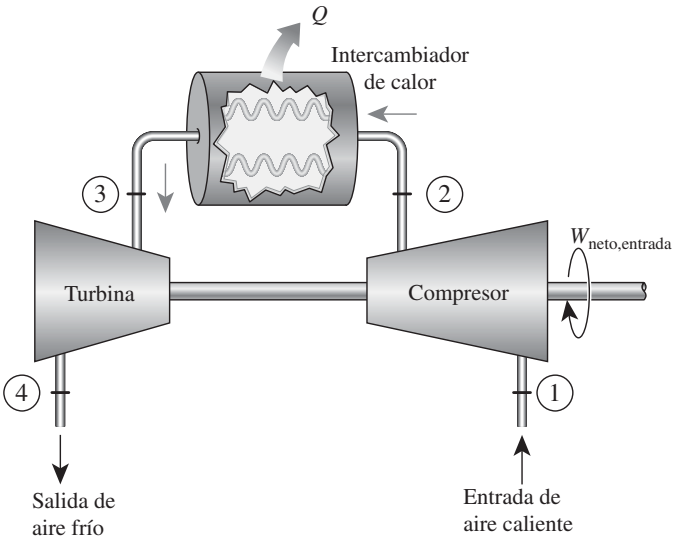


Figura 11-20
Un sistema de enfriamiento de ciclo abierto de un avión.

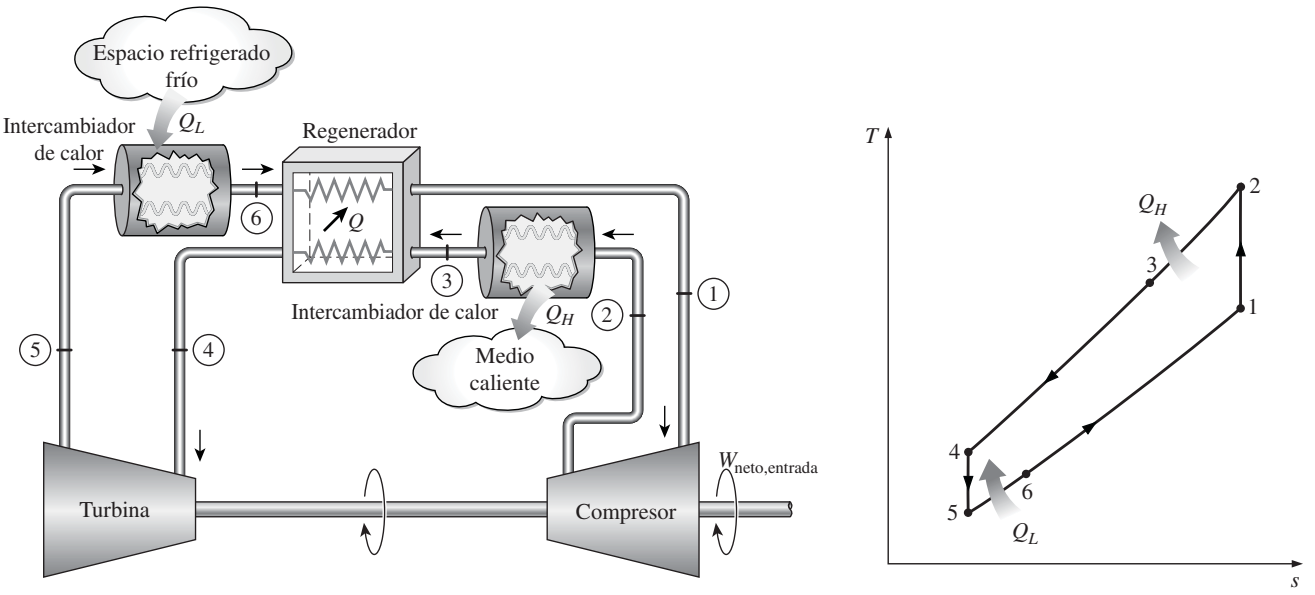


Figura 11-21
Ciclo de refrigeración de gas con regeneración.

El ciclo regenerativo de gas se ilustra en la figura 11-21. El enfriamiento regenerativo se logra al insertar un intercambiador de calor a contraflujo dentro del ciclo. Sin regeneración, la temperatura de entrada más baja de la turbina es T_0, la temperatura de los alrededores o de cualquier otro medio de enfriamiento. Con regeneración, el gas de alta presión se enfría aún más hasta T_4 antes de expandirse en la turbina. La disminución de la temperatura de entrada de la turbina reduce automáticamente la temperatura de salida de la misma, que es la temperatura mínima en el ciclo. Es posible conseguir temperaturas muy bajas cuando este proceso se repite.

EJEMPLO 11-6 El ciclo simple de refrigeración de un gas ideal

Un ciclo de refrigeración de gas ideal que usa aire como medio de trabajo, va a mantener un espacio refrigerado en 0 °F mientras rechaza calor hacia los alrededores a 80 °F. La relación de presión del compresor es 4. Determine *a*) las temperaturas máxima y mínima en el ciclo, *b*) el coeficiente de desempeño y *c*) la tasa de refrigeración para un flujo másico de 0.1 lbm/s.

Solución Se trabaja con ciclo de refrigeración de gas ideal que usa aire como medio de trabajo. Se determinarán las temperaturas máxima y mínima, el COP y la tasa de refrigeración.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** El aire es un gas ideal con calores específicos variables. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El diagrama *T-s* del ciclo se muestra en la figura 11-22. Observe que se trata de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de gas, y en consecuencia, tanto la turbina como el compresor son isentrópicos y el aire es enfriado a temperatura ambiente antes de entrar a la turbina.

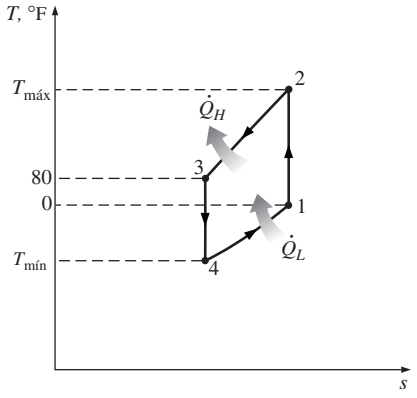


Figura 11-22
Diagrama *T-s* del ciclo ideal de refrigeración de gas descrito en el ejemplo 11-6.

a) Las temperaturas máxima y mínima en el ciclo se determinan a partir de las relaciones isentrópicas de gases ideales para los procesos de compresión y de expansión. A partir de la tabla A-17E,

$$T_1 = 460\ \text{R} \longrightarrow h_1 = 109.90\ \text{Btu/lbm} \quad \text{y} \quad P_{r1} = 0.7913$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = (4)(0.7913) = 3.165 \longrightarrow \begin{cases} h_2 = 163.5\ \text{Btu/lbm} \\ T_2 = \mathbf{683\ R}\ (\text{o}\ \mathbf{223\ °F}) \end{cases}$$

$$T_3 = 540\ \text{R} \longrightarrow h_3 = 129.06\ \text{Btu/lbm} \quad \text{y} \quad P_{r3} = 1.3860$$

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = (0.25)(1.386) = 0.3465 \longrightarrow \begin{cases} h_4 = 86.7\ \text{Btu/lbm} \\ T_4 = \mathbf{363\ R}\ (\text{o}\ \mathbf{-97\ °F}) \end{cases}$$

Por lo tanto, las temperaturas más altas y más bajas en el ciclo son 223 y −97 °F, respectivamente.

b) El COP de este ciclo de refrigeración de un gas ideal es

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{q_L}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{q_L}{w_{\text{compresor,entrada}} - w_{\text{turbina,salida}}}$$

donde

$$q_L = h_1 - h_4 = 109.9 - 86.7 = 23.2\ \text{Btu/lbm}$$

$$W_{\text{turbina,salida}} = h_3 - h_4 = 129.06 - 86.7 = 42.36\ \text{Btu/lbm}$$

$$W_{\text{compresor,entrada}} = h_2 - h_1 = 163.5 - 109.9 = 53.6\ \text{Btu/lbm}$$

Por lo tanto,

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{23.2}{53.6 - 42.36} = \mathbf{2.06}$$

c) La tasa de refrigeración es

$$\dot{Q}_{\text{refrigerante}} = \dot{m}(q_L) = (0.1\ \text{lbm/s})(23.2\ \text{Btu/lbm}) = \mathbf{2.32\ Btu/s}$$

Comentario Vale la pena señalar que un ciclo ideal por compresión de vapor que trabaje bajo condiciones similares tendría un COP mayor que 3.

11-10 ▪ Sistemas de refrigeración por absorción

Otra forma de refrigeración que tiene un atractivo económico cuando se tiene una fuente de energía térmica barata a una temperatura de 100 a 200 °C, es la **refrigeración por absorción**. Algunos ejemplos de fuentes de energía térmica barata incluyen la energía geotérmica, la solar, el calor residual de centrales de cogeneración o de vapor de proceso, e incluso el gas natural cuando está disponible a un precio relativamente bajo.

Como su nombre lo indica, los sistemas de refrigeración por absorción implican la absorción de un *refrigerante* por un *medio de transporte*. El sistema de refrigeración por absorción más utilizado es el sistema de amoniaco-agua, donde el amoniaco (NH_3) sirve como el refrigerante y el agua (H_2O) es el medio de transporte. Otros sistemas de refrigeración por absorción son los de agua-bromuro de litio y el de agua-cloruro de litio, en los que el agua sirve como refrigerante. Los últimos dos sistemas están limitados a aplicaciones como el acondicionamiento de aire, en las que la temperatura mínima queda por arriba del punto de congelación del agua.

Para comprender los principios básicos que implica la refrigeración por absorción, se examina el sistema NH_3—H_2O que se muestra en la figura 11-23. La máquina de refrigeración de amoniaco-agua fue patentada por el francés Ferdinand Carre en 1859. En unos cuantos años, las máquinas basadas en este principio se empezaron a construir en Estados Unidos, principalmente para fabricar hielo y almacenar alimentos. Se puede observar inmediatamente de la figura que este sistema es muy similar al sistema por compresión de vapor, excepto que el compresor se ha sustituido por un complicado mecanismo de absorción compuesto por un absorbedor, una bomba, un generador, un regenerador, una válvula y un rectificador. Una vez que la presión del NH_3 es elevada por los componentes presentados en la figura 11-23 dentro del rectángulo punteado (esto es lo único que tienen que hacer), el amoniaco se enfría y se condensa en el condensador, liberando calor hacia los alrededores; se estrangula hasta la presión del evaporador y absorbe calor del espacio refrigerado cuando fluye a través del evaporador. Así que no hay nada nuevo. A continuación se indica lo que sucede dentro del rectángulo punteado:

El vapor de amoniaco sale del evaporador y entra al absorbedor, donde se disuelve y tiene una reacción química con el agua para formar $NH_3 \cdot H_2O$. Ésta es una reacción exotérmica; por ello el calor se libera durante este proceso. La cantidad de NH_3 que puede disolverse en H_2O es inversamente proporcional a la temperatura. Por consiguiente, es necesario enfriar el absorbedor para mantener su temperatura lo más baja posible y, por ende, para maximizar la cantidad de NH_3 disuelto en el agua. La solución líquida $NH_3 + H_2O$, que es rica en NH_3, se bombea luego al generador. El calor se transfiere a la solución de una fuente para evaporar una parte de la solución. El vapor que es rico en NH_3 pasa por un rectificador, que separa el agua y la regresa al generador. El vapor de NH_3 puro de alta presión continúa luego su trayecto por el resto del ciclo. La solución caliente $NH_3 + H_2O$, pobre en NH_3, pasa después por un regenerador,

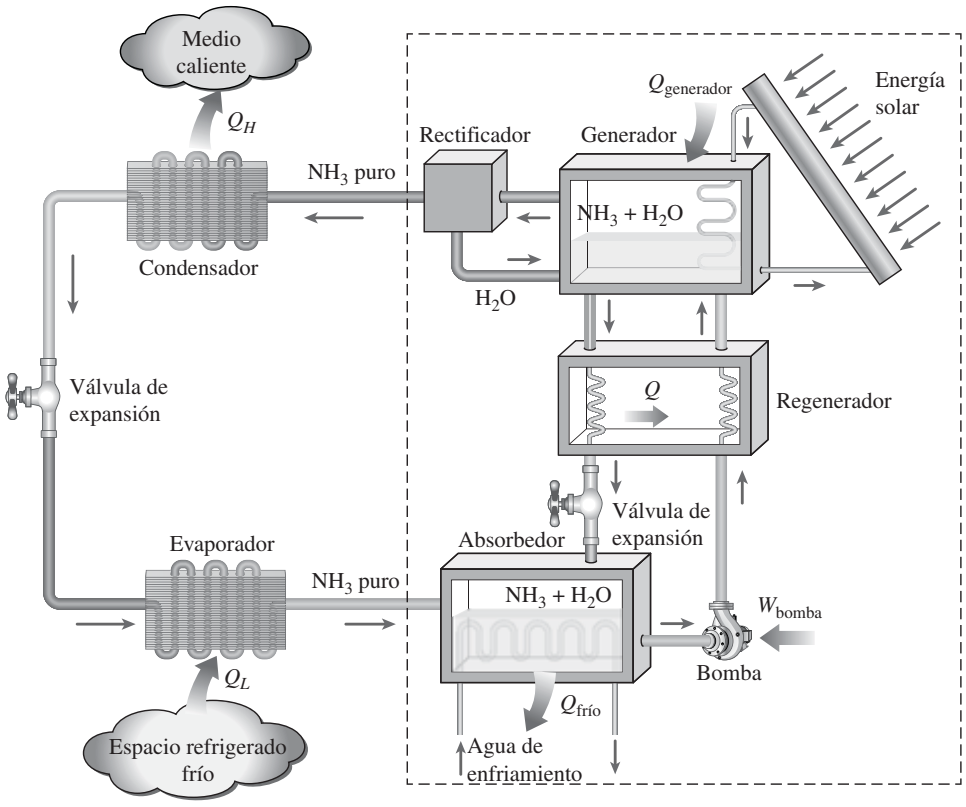


Figura 11-23
Ciclo de refrigeración por absorción de amoniaco.

donde transfiere una parte de su calor a la solución enriquecida que sale de la bomba, y se estrangula hasta la presión del absorbedor.

Comparados con los sistemas por compresión de vapor, los sistemas de refrigeración por absorción presentan una ventaja importante: se comprime un líquido en vez de un vapor. El trabajo del flujo estacionario es proporcional al volumen específico, por lo que la entrada de trabajo en los sistemas de refrigeración por absorción es muy pequeña (del orden de 1 por ciento del calor suministrado al generador) y se desprecia a menudo en el análisis del ciclo. La operación de estos sistemas se basa en la transferencia de calor de una fuente externa. Por consiguiente, los sistemas de refrigeración por absorción son clasificados a menudo como *sistemas accionados por calor*.

Los sistemas de refrigeración por absorción son mucho más costosos que los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Son más complejos y ocupan más espacio, son mucho menos eficientes, por lo tanto requieren torres de enfriamiento mucho más grandes para liberar el calor residual, y son más difíciles en mantenimiento dado que son poco comunes. Así, los sistemas de refrigeración por absorción deberían considerarse sólo cuando el costo unitario de la energía térmica sea bajo y se proyecte permanecer bajo en comparación con la electricidad. Los sistemas de refrigeración por absorción se utilizan principalmente en grandes instalaciones comerciales e industriales.

El COP de sistemas de refrigeración por absorción se define como

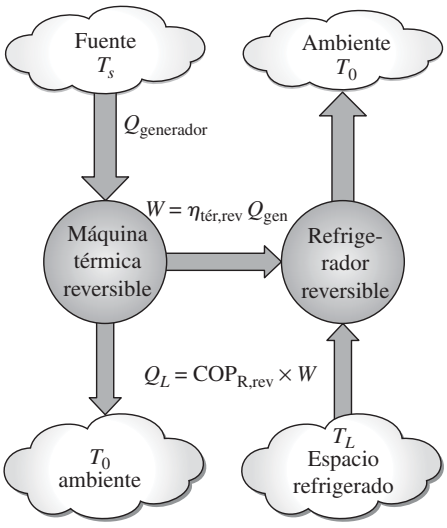
$$\text{COP}_{\text{absorción}} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}} + W_{\text{bomba}}} \cong \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}}} \qquad \textbf{(11-27)}$$

El COP máximo de un sistema de refrigeración por absorción se determina suponiendo que el ciclo completo es totalmente reversible (es decir, el ciclo no incluye irreversibilidades ni ninguna transferencia de calor debido a una diferencia finita de temperatura). El sistema de refrigeración sería reversible si el calor de la fuente ($Q_{\text{generador}}$) se transfiriera a una máquina térmica de Carnot, y la salida de trabajo de esta máquina térmica ($W = \eta_{\text{tér,rev}}\, Q_{\text{generador}}$) se suministrara a un refrigerador de Carnot para extraer calor de un espacio refrigerado. Observe que $Q_L = W \times \text{COP}_{\text{R,rev}} = \eta_{\text{tér,rev}} Q_{\text{generador}} \text{COP}_{\text{R, rev}}$. Entonces, el COP total de un sistema de refrigeración por absorción en condiciones reversibles es (Fig. 11-24)

$$\text{COP}_{\text{rev,absorc}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}}} = \eta_{\text{tér,rev}} \text{COP}_{\text{R,rev}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right)\left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \qquad \textbf{(11-28)}$$

donde T_L, T_0 y T son las temperaturas termodinámicas del espacio refrigerado, el ambiente y la fuente de calor, respectivamente. Cualquier sistema de refrigeración por absorción que reciba calor de una fuente a T_s y extraiga calor del espacio refrigerado a T_L mientras opera en un ambiente a T_0 tendrá un COP menor que aquel determinado a partir de la ecuación 11-28. Por ejemplo, cuando la fuente está a 120 °C, el espacio refrigerado está a −10 °C y el ambiente se encuentra a 25 °C, el máximo COP que un sistema de refrigeración por absorción puede tener es 1.8. El COP de sistemas de refrigeración por absorción reales por lo común es menor que 1.

Los sistemas de acondicionamiento de aire basados en la refrigeración por absorción, llamados *enfriadores por absorción*, se desempeñan mejor cuando la fuente de calor puede suministrar calor a una temperatura elevada con poca caída de temperatura. Los enfriadores por absorción generalmente están diseñados para una temperatura de entrada de 116 °C (240 °F). Ellos funcionan a temperaturas más bajas, pero su capacidad de enfriamiento disminuye abrup-



$$W = \eta_{\text{tér,rev}}\, Q_{\text{generador}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) Q_{\text{generador}}$$

$$Q_L = \text{COP}_{\text{R,reversible}} W = \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) W$$

$$\text{COP}_{\text{rev,absorción}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{gen}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right)\left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right)$$

Figura 11-24
Determinación del COP máximo de un sistema de refrigeración por absorción.

tamente con la disminución de la temperatura de la fuente, aproximadamente 12.5 por ciento por cada 6 °C (10 °F) de reducción en la temperatura de la fuente. Por ejemplo, la capacidad caerá a 50 por ciento cuando la temperatura del agua de suministro baje a 93 °C (200 °F). En este caso, uno necesita duplicar el tamaño (y por consiguiente, los costos) del enfriador para lograr el mismo enfriamiento. El COP del enfriador común se ve menos afectado por el descenso de la temperatura de la fuente. El COP cae un 2.5 por ciento por cada 6 °C (10 °F) de disminución en la temperatura de la fuente. El COP nominal de un enfriador por absorción de una sola etapa a 116 °C (240 °F) es de 0.65 a 0.70. En consecuencia, por cada tonelada de refrigeración se requerirá una entrada de calor de (12 000 Btu/h)/0.65 = 18 460 Btu/h. A una temperatura de 88 °C (190 °F), el COP caerá en 12.5 por ciento y, por lo tanto, la entrada de calor aumentará en 12.5 por ciento para el mismo efecto de enfriamiento. En consecuencia, se deben evaluar con cuidado los aspectos económicos antes de optar por cualquier sistema de refrigeración por absorción, de manera especial cuando la temperatura de la fuente esté por abajo de los 93 °C (200 °F).

Otro sistema de refrigeración por absorción, bastante popular entre los aficionados al campismo, es un sistema activado con propano, inventado por dos estudiantes universitarios suecos. En este sistema la bomba se reemplaza por un tercer fluido (hidrógeno), que hace que la unidad sea en verdad portátil.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Sistemas termoeléctricos de generación de potencia y de refrigeración

Todos los sistemas de refrigeración estudiados antes incluyen muchas partes móviles y componentes voluminosos y complejos. Por ello, la siguiente pregunta viene a la mente: ¿Es necesario que un sistema de refrigeración sea tan complicado? ¿Será factible lograr el mismo efecto de una manera más directa? La respuesta a estas preguntas es *sí*. Es posible emplear la energía eléctrica de manera más directa para producir enfriamiento sin involucrar ningún refrigerante ni partes móviles. A continuación se analiza uno de esos sistemas, llamado *refrigerador termoeléctrico*.

Considere dos alambres de diferentes metales unidos en ambos extremos (uniones), formando un circuito cerrado. Ordinariamente no ocurrirá nada. Sin embargo, cuando se calienta uno de los extremos sucede algo interesante: una corriente fluye continuamente en el circuito, como se observa en la figura 11-25. Esto se conoce como el **efecto Seebeck**, en honor a Thomas Seebeck, quien realizó este descubrimiento en 1821. El circuito que incorpora efectos térmicos además de eléctricos se denomina **circuito termoeléctrico**, y un dispositivo que opera en este circuito se denomina **dispositivo termoeléctrico**.

El efecto Seebeck tiene dos aplicaciones principales: la medición de temperatura y la generación de potencia. Cuando el circuito termoeléctrico se rompe, como se muestra en la figura 11-26, la corriente deja de fluir y es posible medir la fuerza impulsora (la fuerza electromotriz) o el voltaje generado en el circuito mediante un voltímetro. El voltaje generado es una función de la diferencia de temperatura y de los materiales de los dos alambres utilizados. Por consiguiente, se puede medir la temperatura a partir de los voltajes. De

* Esta sección puede saltarse sin que se pierda la continuidad.

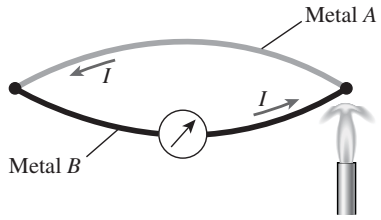


Figura 11-25
Cuando una de las uniones de dos metales diferentes se calienta, fluye una corriente *I* por el circuito cerrado.

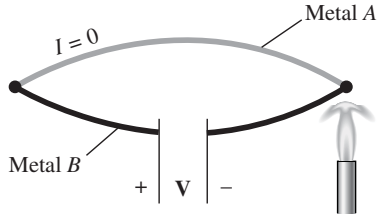


Figura 11-26
Cuando se rompe un circuito termoeléctrico, se genera una diferencia de potencial.

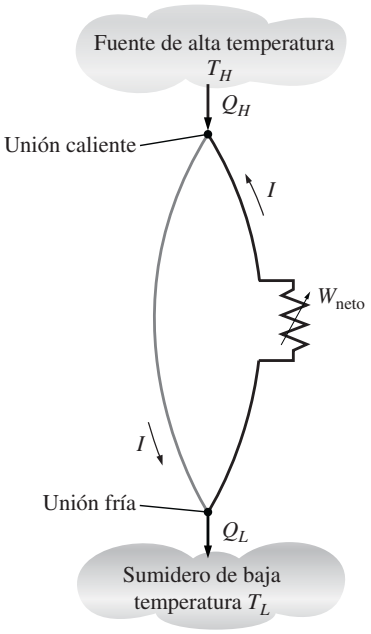


Figura 11-27
Esquema de un generador simple de potencia termoeléctrica.

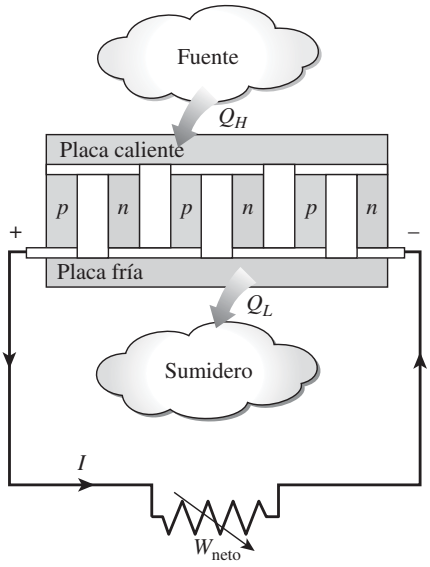


Figura 11-28
Un generador de potencia termoeléctrica.

este modo, los dos alambres usados para medir la temperatura forman un *termopar*, que es el dispositivo medidor de temperatura más versátil y de mayor utilización. Un termopar común tipo T, por ejemplo, consta de alambres de cobre y constantano y produce cerca de 40 μV por °C de diferencia.

El efecto Seebeck también constituye la base de la generación de potencia termoeléctrica. El esquema de un **generador termoeléctrico** se muestra en la figura 11-27. El calor se transfiere de una fuente de alta temperatura a la unión caliente en la cantidad de Q_H y se libera hacia un sumidero de baja temperatura de la unión fría en la cantidad de Q_L. La diferencia entre ambas cantidades es el trabajo eléctrico neto producido, esto es, $W_{sal} = Q_H - Q_L$. De la figura 11-27 se deduce que el ciclo de potencia termoeléctrico es muy similar a un ciclo ordinario de máquina térmica, con los electrones como el fluido de trabajo. Por consiguiente, la eficiencia térmica de un generador termoeléctrico que opere entre los límites de temperatura de T_H y T_L queda limitada por la eficiencia de un ciclo de Carnot que opere entre los mismos límites de temperatura. Por lo tanto, en ausencia de irreversibilidades (como calentamiento I^2R, donde R es la resistencia eléctrica total de los alambres), el generador termoeléctrico tendrá la eficiencia de Carnot.

La principal desventaja de los generadores termoeléctricos es su baja eficiencia. El éxito futuro de estos dispositivos depende del descubrimiento de materiales con características más convenientes. Por ejemplo, la salida de voltaje de los dispositivos termoeléctricos se ha incrementado varias veces al cambiar de pares metálicos a semiconductores. Un generador termoeléctrico práctico que utiliza materiales conectados en serie tipo *n* (dopados intensamente para crear un exceso de electrones) y tipo *p* (dopados intensamente para crear una deficiencia de electrones), se muestra en la figura 11-28. A pesar de sus bajas eficiencias, los generadores termoeléctricos tienen unas ventajas definitivas respecto de peso y confiabilidad, y actualmente se usan en áreas rurales y en aplicaciones espaciales. Por ejemplo, los generadores termoeléctricos basados en silicio-germanio de las naves *Voyager* han suministrado potencia a estos vehículos espaciales desde 1980, y se espera que lo sigan haciendo por varios años más.

Si acaso Seebeck hubiese sido experto en termodinámica, es probable que habría tratado de invertir la dirección del flujo de electrones en el circuito termoeléctrico (aplicando externamente una diferencia de potencial en la dirección contraria) para crear un efecto de refrigeración. Pero este honor pertenece a Jean Charles Athanase Peltier, quien descubrió dicho fenómeno en 1834. Él observó durante sus experimentos que cuando una pequeña corriente pasaba por la unión de dos alambres distintos, la unión se enfriaba, como se muestra en la figura 11-29. Esto se denomina **efecto Peltier**, y constituye la base de la **refrigeración termoeléctrica**. Un circuito de refrigeración termoeléctrica práctico que emplea materiales semiconductores se muestra en la figura 11-30. Se absorbe calor del espacio refrigerado en la cantidad de Q_L y se libera hacia el ambiente caliente en la cantidad de Q_H. La diferencia entre ambas cantidades es el trabajo eléctrico neto que necesita suministrarse, es decir, $W_{sal} = Q_H - Q_L$. Hoy día, los refrigeradores termoeléctricos no están en condiciones de competir con los sistemas de refrigeración por compresión de vapor debido a su bajo coeficiente de desempeño. Sin embargo, se encuentran en el mercado y se prefieren en algunas aplicaciones debido a su pequeño tamaño, simplicidad, confiabilidad y porque son silenciosos.

EJEMPLO 11-7 Enfriamiento de una bebida enlatada mediante un refrigerador termoeléctrico

Un refrigerador termoeléctrico, que es similar a una pequeña hielera, es activado por medio de una batería de automóvil, y tiene un COP de 0.1. Si el refrigerador enfría una bebida enlatada de 0.350 litros, de 20 a 4 °C en 30 minutos, determine la energía eléctrica promedio consumida por el refrigerador termoeléctrico.

Solución Un refrigerador termoeléctrico con un COP especificado se usa para enfriar una bebida enlatada. Se determinará la energía consumida por el refrigerador termoeléctrico.

Suposiciones La transferencia de calor a través de las paredes del refrigerador durante la operación es insignificante.

Propiedades Las propiedades de las bebidas enlatadas son las mismas que las del agua a temperatura ambiente, $\rho = 1$ kg/L y $c = 4.18$ kJ/kg · °C (tabla A-3).

Análisis La tasa de enfriamiento del refrigerador es, simplemente, la tasa de disminución de la energía de la bebida enlatada,

$$m = \rho V = (1 \text{ kg/L})(0.350 \text{ L}) = 0.350 \text{ kg}$$

$$Q_{\text{enfriamiento}} = mc\,\Delta T = (0.350 \text{ kg})(4.18 \text{ kJ/kg} \cdot °\text{C})(20 - 4)°\text{C} = 23.4 \text{ kJ}$$

$$\dot{Q}_{\text{enfriamiento}} = \frac{Q_{\text{enfriamiento}}}{\Delta t} = \frac{23.4 \text{ kJ}}{30 \times 60 \text{ s}} = 0.0130 \text{ kW} = 13 \text{ W}$$

Entonces, la energía promedio consumida por el refrigerador es

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = \frac{\dot{Q}_{\text{enfriamiento}}}{\text{COP}_R} = \frac{13 \text{ W}}{0.10} = \mathbf{130 \text{ W}}$$

Comentario En realidad, la energía consumida será mayor debido al calor absorbido a través de las paredes del refrigerador.

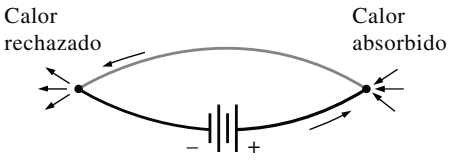


Figura 11-29
Cuando una corriente pasa por la unión de dos materiales diferentes, la unión se enfría.

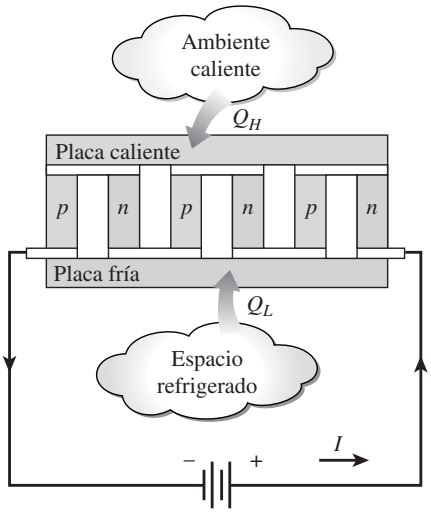


Figura 11-30
Un refrigerador termoeléctrico.

RESUMEN

La transferencia de calor de regiones de temperatura inferior a regiones de temperaturas más altas se llama *refrigeración*. Los dispositivos que producen refrigeración se llaman *refrigeradores*, y los ciclos en los que operan reciben el nombre de *ciclos de refrigeración*. Los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman *refrigerantes*. Los refrigeradores que se emplean con el fin de calentar un espacio transfiriendo calor desde un medio más frío se llaman *bombas de calor*.

El desempeño de los refrigeradores y de las bombas de calor se expresa en términos del *coeficiente de desempeño* (COP), definido como

$$\text{COP}_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

$$\text{COP}_{BC} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de calentamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

El estándar de comparación para los ciclos de refrigeración es el *ciclo de Carnot invertido*. Un refrigerador o una bomba de calor que opera en el ciclo de Carnot invertido recibe el nombre de *refrigerador de Carnot* o *bomba de calor de Carnot*, y sus COP son

$$\text{COP}_{R,\text{Carnot}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

$$\text{COP}_{BC,\text{Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

El ciclo de refrigeración más empleado es el *ciclo de refrigeración por compresión de vapor*. En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor como un vapor saturado y se enfría hasta el estado de líquido saturado en el condensador. Luego se estrangula hasta la presión del evaporador y se evapora en tanto absorbe calor del espacio refrigerado.

Es posible lograr temperaturas muy bajas al operar dos o más sistemas de compresión de vapor en serie lo que representa la *refrigeración en cascada*. El COP de un sistema de refrigeración también aumenta con el número de etapas en cascada. Otra manera de mejorar el desempeño de un sistema de refrigeración por compresión de vapor es mediante el uso de *compresión de etapas múltiples con enfriamiento regenerativo*. Un refrigerador con un solo compresor proporciona refrigeración a varias temperaturas, al estrangular el refrigerante en varias etapas. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor se utiliza también para licuar gases después de ciertas modificaciones.

Los ciclos de potencia se usan como ciclos de refrigeración simplemente invirtiéndolos. De éstos, el *ciclo invertido Brayton*, conocido también como *ciclo de refrigeración de gas*, es utilizado en el enfriamiento de aviones y para obtener temperaturas muy bajas (criogénicas) después de ser modificado con regeneración. La salida de trabajo de la turbina se usa para reducir los requerimientos de entrada de trabajo al compresor. De modo que el COP de un ciclo de refrigeración de gas es

$$\mathrm{COP_R} = \frac{q_L}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{q_L}{w_{\text{compresor,entrada}} - w_{\text{turbina,salida}}}$$

Otra forma de refrigeración que tiene atractivo económico cuando existe una fuente de energía térmica gratuita a una temperatura de entre 100 y 200 °C, es la *refrigeración por absorción*, en que el refrigerante es absorbido por un medio de transporte, y comprimido en forma líquida. El sistema de refrigeración por absorción más utilizado es el de amoniaco-agua; el amoniaco sirve como refrigerante, y el agua como medio de transporte. La entrada de trabajo a la bomba suele ser muy pequeña y el COP del sistema de refrigeración por absorción se define como

$$\mathrm{COP_{absorción}} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}} + W_{\text{bomba}}} \cong \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}}}$$

El máximo COP que un sistema de refrigeración por absorción puede tener se determina considerando condiciones totalmente reversibles, lo que produce

$$\mathrm{COP_{rev,absorción}} = \eta_{\text{tér,rev}}\,\mathrm{COP_{R,rev}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right)\left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right)$$

donde T_0, T_L y T_s son las temperaturas absolutas del ambiente, del espacio refrigerado y de la fuente de calor, respectivamente.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. *ASHRAE*, *Handbook of Fundamentals*, Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1985.
2. *Heat Pump Systems—A Technology Review*. Informe OCDE, París, 1982.
3. B. Nanengast, "A Historical Look at CFC Refrigerants", *ASHRAE Journal* 30, núm. 11 (noviembre de 1988), pp. 37-39.
4. W. F. Stoecker. "Growing Opportunities for Ammonia Refrigeration", *Proceedings of the Meeting of the International Institute of Ammonia Refrigeration*, Austin, Texas, 1989.
5. W. F. Stoecker y J. W. Jones, *Refrigeration and Air Conditioning*, 2a. ed., Nueva York: McGraw-Hill, 1982.

PROBLEMAS*

El ciclo de Carnot invertido

11-1C ¿Por qué el ciclo de Carnot invertido ejecutado dentro del domo de saturación no es un modelo realista para ciclos de refrigeración?

11-2C ¿Por qué estudiamos el ciclo de Carnot invertido aunque no es un modelo realista para los ciclos de refrigeración?

11-3 Un ciclo de Carnot de refrigeración de flujo estacionario usa refrigerante 134a como fluido de trabajo. El refrigerante cambia de vapor saturado a líquido saturado a 60 °C en el condensador, cuando rechaza calor. La presión del evaporador es de 140 kPa. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* en relación con las líneas de saturación, y determine *a*) el coeficiente de desempeño, *b*) la cantidad de calor absorbido del espacio refrigerado y *c*) la entrada neta de trabajo.
Respuestas: a) 3.23, *b*) 106 kJ/kg, *c*) 32.9 kJ/kg

11-4E Entra refrigerante 134a al condensador de un refrigerador de Carnot de flujo estacionario como vapor saturado a 90 psia, y sale con una calidad de 0.05. La absorción de calor del espacio refrigerado tiene lugar a una presión de 30 psia. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* en relación con las líneas de saturación, y determine *a*) el coeficiente de desempeño, *b*) la calidad al principio del proceso de absorción de calor y *c*) la entrada neta de trabajo.

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto, y se exhorta a los alumnos a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

Ciclos ideales y reales de refrigeración por compresión de vapor

11-5C ¿Por qué no se reemplaza la válvula de estrangulación por una turbina isentrópica en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor?

11-6C Se propone usar agua en vez de refrigerante 134a como fluido de trabajo en aplicaciones de acondicionamiento de aire cuando la temperatura mínima no caiga nunca por debajo del punto de congelación. ¿Apoyaría usted esta propuesta? Explique.

11-7C En un sistema de refrigeración, ¿recomendaría usted condensar el refrigerante 134a a una presión de 0.7 o de 1.0 MPa si el calor se va a rechazar a un medio de enfriamiento a 15 °C? ¿Por qué?

11-8C ¿El área comprendida dentro de un ciclo en un diagrama *T-s* representa la entrada neta de trabajo para el ciclo de Carnot invertido? ¿Y para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor?

11-9C Considere dos ciclos de refrigeración por compresión de vapor. El refrigerante entra a la válvula de estrangulación como líquido saturado a 30 °C en un ciclo y como líquido subenfriado a 30 °C en el otro. La presión del evaporador para ambos ciclos es la misma. ¿Cuál ciclo piensa usted que tendrá un COP más alto?

11-10C El COP de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor mejora cuando el refrigerante se subenfría antes de que entre a la válvula de estrangulación. ¿Se puede subenfriar indefinidamente el refrigerante para maximizar este efecto, o hay un límite inferior? Explique.

11-11E Una máquina de hielos opera en un ciclo ideal por compresión de vapor, utilizando refrigerante 134a. El refrigerante entra al compresor como vapor saturado a 20 psia y sale del condensador como líquido saturado a 80 psia. El agua entra a la máquina de hielo a 55 °F y sale como hielo a 25 °F. Para una tasa de producción de hielo de 15 lbm/h, determine la potencia de entrada a la máquina de hielo (se necesitan retirar 169 Btu de calor por cada lbm de agua a 55 °F para convertirla en hielo a 25 °F).

11-12E Un refrigerador opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor y usa refrigerante 134a como fluido de trabajo. El condensador opera a 300 psia, y el evaporador a 20 °F. Si estuviera disponible un dispositivo de expansión adiabática y reversible, y se usara para expandir el líquido que sale del condensador, ¿cuánto mejoraría el COP usando este dispositivo en lugar de un dispositivo de estrangulación? *Respuesta:* 16.5 por ciento

11-13 Un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor que usa refrigerante 134a como fluido de trabajo mantiene un condensador a 800 kPa y el evaporador a −12 °C. Determine el COP de este sistema y la cantidad de potencia necesaria para proporcionar una carga de enfriamiento de 150 kW.
Respuestas: 4.87, 30.8 kW

11-14 Considere un sistema de refrigeración de 300 kJ/min que opera en un ciclo de refrigeración ideal por compresión de vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo. El refrigerante entra al compresor en forma de vapor saturado a 140 kPa y se comprime a 800 kPa. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la calidad del refrigerante al final del proceso de estrangulación, *b*) el coeficiente de desempeño y *c*) la potencia de entrada al compresor.

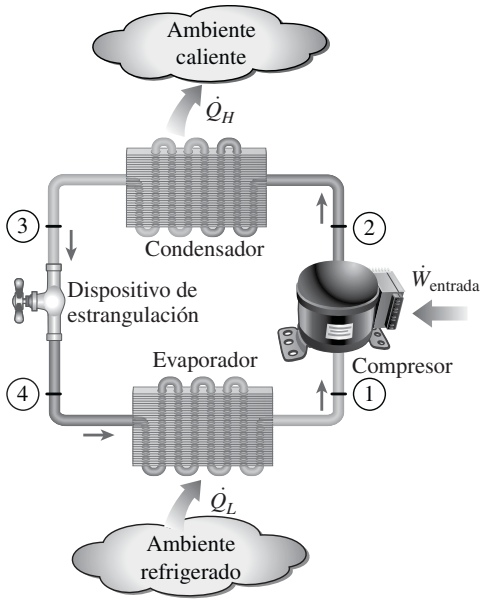


Figura P11-13

11-15 Reconsidere el problema 11-14 y utilizando el software EES (u otro), investigue el efecto de la presión del evaporador sobre el coeficiente de operación (COP) y la potencia de entrada. La presión del evaporador varía de 100 a 400 kPa. Diagrame el COP y la potencia de entrada en función de la presión del evaporador en función de la presión del evaporador, y analice los resultados.

11-16 Repita el problema 11-14 considerando una eficiencia isentrópica de 85 por ciento del compresor. También determine la razón de destrucción de exergía asociada con el proceso de compresión en este caso. Sea T_0 = 298 K.

11-17 Entra refrigerante 134a al compresor de un refrigerador como vapor sobrecalentado a 0.20 MPa y −5 °C a razón de 0.7 kg/s, y sale a 1.2 MPa y 70 °C. El refrigerante se enfría en el condensador a 44 °C y 1.15 MPa, y se estrangula a 0.21 MPa. Despreciando cualquier transferencia de calor y cualquier caída de presión en las líneas de conexión entre los componentes, muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor, *b*) la eficiencia isentrópica del compresor, y *c*) el COP del refrigerador.
Respuestas: a) 9.42 kW, 3.63 kW; *b*) 74.1 por ciento; *c*) 2.60

11-18 Un refrigerador comercial con refrigerante 134a como fluido de trabajo se usa para mantener el espacio refrigerado a −30 °C rechazando su calor de desecho a agua de enfriamiento que entra al condensador a 18 °C a razón de 0.25 kg/s y sale a 26 °C. El refrigerante entra al condensador a 1.2 MPa y 65 °C y sale a 42 °C. El estado a la entrada del

compresor es de 60 kPa y −34 °C y se estima que el compresor gana un calor neto de 450 W del entorno. Determine *a*) la calidad del refrigerante a la entrada del evaporador, *b*) la carga de refrigeración, *c*) el COP del refrigerador y *d*) la carga de refrigeración teórica máxima para la misma entrada de potencia al compresor.

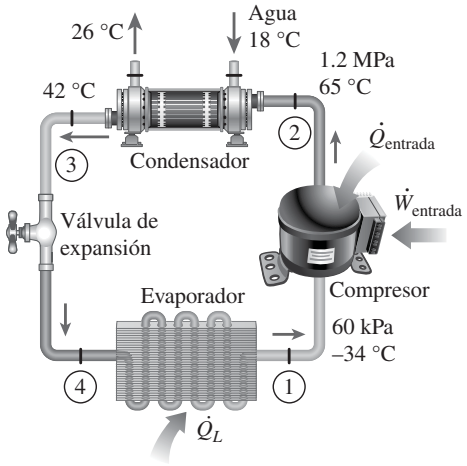


Figura P11-18

11-19 Entra refrigerante 134a al compresor de un refrigerador a 100 kPa y −20 °C a razón de 0.5 m^3/min y sale a 0.8 MPa. La eficiencia isentrópica del compresor es de 78 por ciento. El refrigerante entra a la válvula de estrangulación a 0.75 MPa y 26 °C y sale del evaporador como vapor saturado a −26 °C. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la entrada de potencia al compresor, *b*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y *c*) la caída de presión y la tasa de ganancia de calor en la línea entre el evaporador y el compresor.

Respuestas: a) 2.40 kW, *b*) 6.17 kW, *c*) 1.73 kPa, 0.203 kW

11-20 Reconsidere el problema 11-19. Usando software EES (u otro), investigue los efectos de variar la eficiencia isentrópica del compresor dentro del rango de 60 a 100 por ciento y el flujo volumétrico de entrada al compresor de 0.1 a 1.0 m^3/min, sobre la entrada de potencia y la tasa de refrigeración. Grafique la tasa de refrigeración y la entrada de potencia al compresor como funciones de la eficiencia del compresor para flujos volumétricos de entrada al compresor de 0.1, 0.5 y 1.0 m^3/min, y explique los resultados.

11-21 Un refrigerador usa refrigerante 134a como fluido de trabajo y opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. El refrigerante entra al evaporador a 120 kPa con una calidad de 34 por ciento y sale del compresor a 70 °C. Si el compresor consume 450 W de potencia, determine *a*) el flujo másico del refrigerante, *b*) la presión del condensador y *c*) el COP del refrigerador.

Respuestas: a) 0.00644 kg/s, *b*) 800 kPa, *c*) 2.03

11-22 El fabricante de un acondicionador de aire afirma que una de sus unidades tiene una relación de eficiencia energética estacional (SEER) de 16 (Btu/h)/W. La unidad opera en el ciclo normal de refrigeración por compresión de vapor,

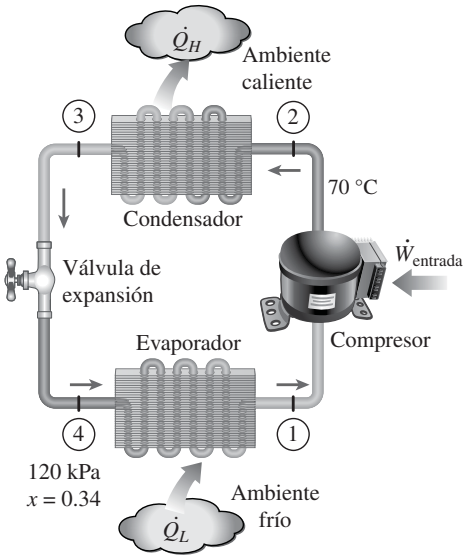


Figura P11-21

y usa refrigerante 22 como fluido de trabajo. Este SEER es para las condiciones de operación en las que la temperatura de saturación del evaporador es de –5 °C y la temperatura de saturación del condensador es de 45 °C. La siguiente tabla da los datos del refrigerante 22.

T, °C	P_{sat}, kPa	h_f, kJ/kg	h_g, kJ/kg	s_g, kJ/kg · K
−5	421.2	38.76	248.1	0.9344
45	1 728	101	261.9	0.8682

a) Haga un esquema del equipo y trace el diagrama *T-s* para este acondicionador de aire.
b) Determine el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador por unidad de masa del refrigerante 22, en kJ/kg.
c) Determine el suministro de trabajo al compresor y el calor rechazado en el condensador por unidad de masa del refrigerante 22 en kJ/kg.

11-23 Un refrigerador real opera en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, con refrigerante 22 como fluido de trabajo. El refrigerante se evapora a –15 °C y se condensa a 40 °C. La eficiencia isentrópica del compresor es de 83 por ciento. El refrigerante tiene un sobrecalentamiento de 5 °C a la entrada del compresor, y un subenfriamiento de 5 °C a la salida del condensador. Determine *a*) el calor que se quita del espacio enfriado, y el suministro de trabajo, en kJ/kg, y el COP del ciclo. Determine *b*) los mismos parámetros si el ciclo operase en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, entre las mismas temperaturas de evaporación y condensación.

Las propiedades del R-22 en el caso de la operación real son: $h_1 = 402.49$ kJ/kg, $h_2 = 454.00$ kJ/kg, $h_3 = 243.19$ kJ/kg.

Las propiedades del R-22 en el caso de la operación ideal son: $h_1 = 399.04$ kJ/kg, $h_2 = 440.71$ kJ/kg, $h_3 = 249.80$ kJ/kg. Nota: estado 1, entrada al compresor; estado 2, salida del compresor; estado 3, salida del condensador; estado 4, entrada al evaporador.

Análisis de la segunda ley de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor

11-24C ¿Cómo se define la eficiencia de la segunda ley de un refrigerador que opera en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor? Proponga dos definiciones alternas y explique cada término.

11-25C ¿Cómo se define la eficiencia de la segunda ley de una bomba térmica que opere en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor? Proponga dos definiciones alternas y demuestre que cada una se puede deducir de la anterior.

11-26C Considere el compresor isentrópico de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. ¿Qué son la eficiencia isentrópica y la eficiencia de la segunda ley de este compresor? Justifique sus respuestas. ¿La eficiencia de exergía de un compresor es necesariamente igual a su eficiencia isentrópica? Explique.

11-27 Se mantiene un espacio a –15 °C mediante un sistema de refrigeración por compresión de vapor, en un ambiente a 25 °C. El espacio gana calor uniformemente a razón de 3 500 kJ/h, y la tasa de rechazo de calor en el condensador es de 5 500 kJ/h. Determine el suministro de potencia, en kW, el COP del ciclo y la eficiencia de la segunda ley del sistema.

11-28 Se deben enfriar plátanos de 28 °C a 12 °C, a razón de 1 140 kg/h, mediante un refrigerador que opera en un ciclo por refrigeración por compresión de vapor. El suministro de potencia al refrigerador es de 8.6 kW. Determine *a*) la tasa de absorción de calor de los plátanos, en kJ/h, y el COP; *b*) el suministro mínimo de potencia al refrigerador, y *c*) la eficiencia de la segunda ley y la destrucción de exergía para el ciclo. El calor específico de los plátanos arriba del punto de congelación es de 3.35 kJ/kg · °C. *Respuestas: a*) 61 100 kJ/h, 1.97; *b*) 0.463 kW; *c*) 5.4 por ciento, 8.14 kW

11-29 Un sistema de refrigeración por compresión de vapor absorbe calor de un espacio a 0 °C, a razón de 24 000 Btu/h, y rechaza calor al agua en el condensador. El agua experimenta una elevación de temperatura de 12 °C en el condensador. El COP del sistema se estima en 2.05. Determine *a*) el suministro de potencia al sistema, en kW; *b*) el flujo másico de agua a través del condensador, y *c*) la eficiencia de la segunda ley y la destrucción de exergía para el refrigerador. Considere $T_0 = 20$ °C y $c_{p,\text{agua}} = 4.18$ kJ/kg · °C.

11-30E Se considera un refrigerador que opera en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, con R-134a como refrigerante. La temperatura del espacio enfriado y el aire ambiente están a 10 °F y 80 °F, respectivamente. El R-134a entra al compresor a 20 psia como vapor saturado, y sale a 140 psia y 160 °F. El refrigerante sale del condensador como líquido saturado. La tasa de enfriamiento suministrado por el sistema es de 45 000 Btu/h. Determine *a*) el flujo másico del R-134a y el COP; *b*) la destrucción de exergía en cada componente del ciclo y la eficiencia de exergía del compresor, y *c*) la eficiencia de la segunda ley del ciclo y la destrucción total de exergía en el ciclo.

11-31 Un cuarto se mantiene a –5 °C mediante un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, con R-134a como refrigerante. El calor se rechaza al agua de enfriamiento que entra al condensador a 20 °C a razón de 0.13 kg/s y sale a 28 °C. El refrigerante entra al condensador a 1.2 MPa y 50 °C y sale como líquido saturado. Si el compresor consume 1.9 kW de potencia, determine *a*) la carga de refrigeración, en Btu/h y el COP; *b*) la eficiencia de la segunda ley del refrigerador y la destrucción total de exergía en el ciclo, y *c*) la destrucción de exergía en el condensador. Considere $T_0 = 20$ °C y $c_{p,\text{agua}} = 4.18$ kJ/kg · °C. *Respuestas: a*) 8 350 Btu/h, 1.29, *b*) 12.0 por ciento, 1.67 kW, *c*) 0.303 kW

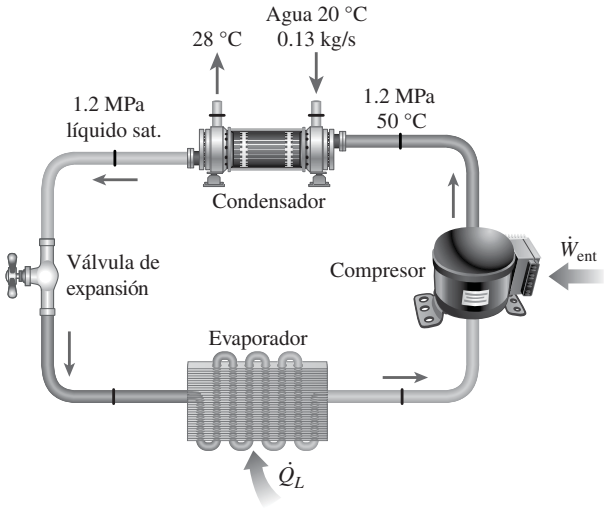


Figura P11-31

11-32 Un refrigerador opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, con refrigerante R-134a como fluido de trabajo. El refrigerante se evapora a –10 °C y se condensa a 57.9 °C. El refrigerante absorbe calor de un espacio a 5 °C, y rechaza calor al aire ambiente a 25 °C. Determine *a*) la carga de refrigeración, en kJ/kg, y el COP; *b*) la destrucción de exergía en cada componente del ciclo, y la destrucción total de exergía en el ciclo, y *c*) la eficiencia de la segunda ley del compresor, del evaporador y del ciclo.

11-33 Un sistema de refrigeración opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, con amoniaco como refrigerante. Las presiones en el evaporador y el condensador son 200 kPa y 2 000 kPa, respectivamente. Las temperaturas de los medios a baja temperatura y alta temperatura son –9 °C y 27 °C, respectivamente. Si la tasa de rechazo de calor en el condensador es de 18.0 kW, determine *a*) el flujo volumétrico del amoniaco a la entrada del compresor, en L/s; *b*) el suministro de potencia y el COP, y *c*) la eficiencia de la segunda ley del ciclo y la destrucción total de exergía en el ciclo. Las propiedades del amoniaco en varios estados se dan como sigue: $h_1 = 1\,439.3$ kJ/kg, $s_1 = 5.8865$ kJ/kg · K, $v_1 = 0.5946$ m^3/kg, $h_2 = 1\,798.3$ kJ/kg, $h_3 = 437.4$ kJ/kg, $s_3 = 1.7892$ kJ/kg · K, $s_4 = 1.9469$ kJ/kg · K. Nota: estado 1, entrada al compresor; estado 2, salida del compresor; estado 3, salida del condensador; estado 4, entrada al evaporador.

11-34 Usando EES (u otro software), repita el problema anterior si se usa como refrigerante amoniaco, R-134a y R-22. También, para el caso del amoniaco, investigue los efectos de las presiones en el evaporador y el

condensador en el COP, la eficiencia de la segunda ley y la destrucción total de exergía. Varíe la presión del evaporador entre 100 y 400 kPa, y la presión del condensador entre 1 000 y 2 000 kPa.

Selección del refrigerante correcto

11-35C Al seleccionar un refrigerante para cierta aplicación, ¿qué cualidades buscaría usted en el refrigerante?

11-36C Considere un sistema de refrigeración que utiliza refrigerante 134a como fluido de trabajo. Si este refrigerador va a operar en un entorno a 30 °C, ¿cuál es la presión mínima a la que se debe comprimir el refrigerante? ¿Por qué?

11-37C Un refrigerador con refrigerante 134a debe mantener el espacio refrigerado a −10 °C. ¿Recomendaría usted una presión de evaporador de 0.12 o de 0.14 MPa para este sistema? ¿Por qué?

11-38 Un refrigerador que opera en el ciclo ideal por compresión de vapor con refrigerante 134a debe mantener el espacio refrigerado a −10 °C rechazando calor al entorno a 25 °C. Seleccione presiones razonables para el evaporador y el condensador, y explique por qué eligió esos valores.

11-39 Una bomba de calor que opera en el ciclo ideal por compresión de vapor con refrigerante 134a se usa para calentar una casa y mantenerla a 26 °C usando agua subterránea a 14 °C como la fuente de calor. Seleccione presiones razonables para el evaporador y el condensador, y explique por qué eligió esos valores.

Sistemas de bombas de calor (térmicas)

11-40C ¿Piensa usted que un sistema de bomba de calor será más eficaz respecto a costos en Nueva York o en Miami? ¿Por qué?

11-41C ¿Qué es una bomba de calor con fuente de agua? ¿Cómo se compara el COP de un sistema de bomba de calor con fuente de agua con el de un sistema de fuente de aire?

11-42 Una bomba de calor opera en un ciclo ideal por compresión de calor con refrigerante 134a para calentar el agua de 15 a 45 °C a razón de 0.12 kg/s. Las presiones del condensador y el evaporador son 1.4 y 0.32 MPa, respectivamente. Determine la entrada de potencia para la bomba de calor.

11-43 Una bomba de calor con refrigerante 134a como fluido de trabajo se usa para mantener un espacio a 25 °C absorbiendo calor de agua geotérmica que entra al evaporador a 50 °C a razón de 0.065 kg/s y sale a 40 °C. El refrigerante entra al evaporador a 20 °C con una calidad de 23 por ciento y sale a la presión de entrada como vapor saturado. El refrigerante pierde 300 W de calor al entorno cuando fluye por el compresor y el refrigerante sale del compresor a 1.4 MPa a la misma entropía que a la entrada. Determine *a*) los grados de subenfriamiento del refrigerante en el condensador y *b*) el flujo másico del refrigerante, *c*) la carga de calentamiento y el COP de la bomba térmica y *d*) la entrada mínima teórica de potencia al compresor para la misma carga de calentamiento. *Respuestas: a*) 3.8 °C, *b*) 0.0194 kg/s, *c*) 3.07 kW, 4.68, *d*) 0.238 kW

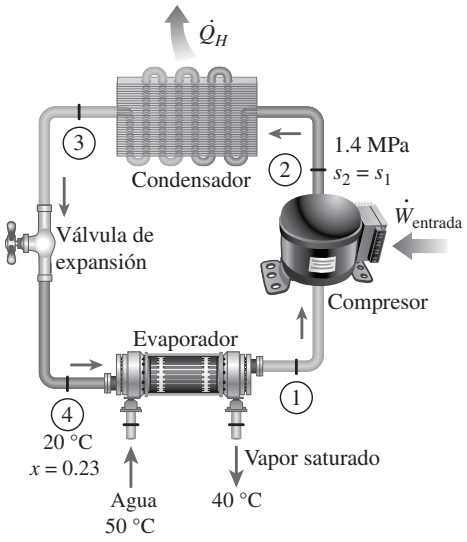


Figura P11-43

11-44 Entra refrigerante 134a al condensador de una bomba de calor residencial a 800 kPa y 50 °C, a razón de 0.022 kg/s, y sale a 750 kPa subenfriado en 3 °C. El refrigerante entra al compresor a 200 kPa sobrecalentado en 4 °C. Determine *a*) la eficiencia isentrópica del compresor, *b*) la tasa de suministro de calor al cuarto calentado y *c*) el COP de la bomba de calor. También determine *d*) el COP y la tasa de suministro de calor al cuarto calentado si esta bomba de calor opera en el ciclo ideal por compresión de vapor entre los límites de presión de 200 y 800 kPa.

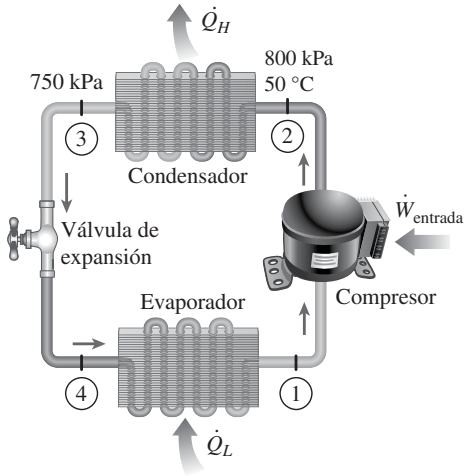


Figura P11-44

11-45E Una bomba de calor que opera en un ciclo ideal por compresión de vapor utiliza refrigerante 134a para calentar una casa y mantenerla a 75 °F mediante agua subterránea a 50 °F como fuente de calor. La casa está perdiendo calor a razón de 60 000 Btu/h. Las presiones del evaporador y condensador son de 50 y 120 psia, respectivamente. Determine la entrada de potencia a la bomba de calor y la energía eléctrica ahorrada por usar una bomba de calor en lugar de un calentador de resistencias. *Respuestas:* 2.46 hp, 21.1 hp

11-46 Una bomba de calor que utiliza refrigerante 134a calienta una casa mediante agua subterránea a 8 °C como fuente de calor. La casa está perdiendo calor a razón de 60 000 kJ/h. El refrigerante entra al compresor a 280 kPa y 0 °C, y sale de él a 1 MPa y 60 °C. El refrigerante sale del condensador a 30 °C. Determine *a*) la entrada de potencia a la bomba de calor, *b*) la razón de absorción de calor del agua y *c*) el incremento en la entrada de energía eléctrica si se utiliza un calentador de resistencias eléctricas en lugar de la bomba de calor.
Respuestas: a) 3.55 kW, *b*) 13.12 kW, *c*) 13.12 kW

11-47 Reconsidere el problema 11-46 y utilizando el software EES (u otro), investigue el efecto de variar la eficiencia isentrópica del compresor sobre el rango de 60 a 100 por ciento. Grafique la entrada de potencia al compresor y la energía eléctrica ahorrada al utilizar una bomba de calor en lugar de un calentador de resistencia eléctrica en función de la eficiencia del compresor y analice los resultados.

Sistemas innovadores de refrigeración

11-48C ¿Cómo se compara el COP de un sistema de refrigeración en cascada con el COP de un ciclo simple de compresión de vapor que opera entre los mismos límites de presión?

11-49C Cierta aplicación necesita mantener el espacio refrigerado a −32 °C. ¿Recomendaría usted un ciclo simple de refrigeración con refrigerante 134a o una refrigeración en cascada con un refrigerante diferente en el ciclo inferior? ¿Por qué?

11-50C Considere una refrigeración en cascada de dos etapas y un ciclo de refrigeración con dos etapas de compresión con una cámara de autoevaporación. Ambos ciclos operan entre los mismos límites de presión y usan el mismo refrigerante. ¿Cuál sistema elegiría usted? ¿Por qué?

11-51C ¿Un sistema de refrigeración por compresión de vapor con un solo compresor puede manejar varios evaporadores que operen a diferentes presiones? ¿Cómo?

11-52C En el proceso de licuefacción, ¿por qué se comprimen los gases a muy altas presiones?

11-53 Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas opera con refrigerante 134a entre los límites de presión de 1.4 y 0.10 MPa. El refrigerante sale del condensador como líquido saturado y se estrangula a una cámara de autoevaporación a 0.4 MPa. El refrigerante que sale del compresor de baja presión a 0.4 MPa también se conduce a la cámara de vaporización instantánea. El vapor de la cámara de vaporización instantánea se comprime luego a la presión del condensador mediante el compresor de alta presión, y el líquido se estrangula a la presión del evaporador. Suponiendo que el refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y que ambos compresores son isentrópicos, determine *a*) la fracción del refrigerante que se evapora cuando se le estrangula a la cámara de vaporización instantánea, *b*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado para un flujo másico de 0.25 kg/s a través del condensador y *c*) el coeficiente de desempeño.

11-54 Repita el problema 11-53 para una presión de la cámara de vaporización instantánea de 0.6 MPa.

11-55 Reconsidere el problema 11-53. Usando software EES (u otro), investigue el efecto de los diversos refrigerantes para eficiencias del compresor de 80, 90 y 100 por ciento. Compare el desempeño del sistema de refrigeración con diferentes refrigerantes.

11-56 Considere un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas que opera entre los límites de presión de 0.8 y 0.14 MPa. Cada etapa opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo. El rechazo de calor del ciclo inferior al ciclo superior sucede en un intercambiador de calor adiabático de contraflujo en el que ambos flujos entran aproximadamente a 0.4 MPa. Si el flujo másico del refrigerante a través del ciclo superior es de 0.24 kg/s, determine *a*) el flujo másico del refrigerante a través del ciclo inferior, *b*) la razón de remoción de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor, y *c*) el coeficiente de desempeño de este refrigerador en cascada.
Respuestas: a) 0.195 kg/s, *b*) 34.2 kW, 7.63 kW, *c*) 4.49

11-57 Repita el problema 11-56 para una presión de intercambiador de calor de 0.55 MPa.

11-58 Considere un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas que opera entre los límites de presión de 1.4 MPa y 160 kPa con refrigerante 134a como fluido de trabajo. El rechazo de calor del ciclo inferior al superior tiene lugar en un intercambiador de calor adiabático a contracorriente en donde las presiones en los ciclos superior e inferior son 0.4 y 0.5 MPa, respectivamente. En ambos ciclos el refrigerante es un líquido saturado a la salida del condensador y un vapor saturado a la entrada del compresor, y la eficiencia isentrópica del compresor es de 80 por ciento. Si el flujo másico del refrigerante en el ciclo inferior es de 0.11 kg/s, determine *a*) el flujo másico del refrigerante a través del ciclo superior, *b*) la tasa de remoción del espacio refrigerado y *c*) el COP de este refrigerador. *Respuestas: a*) 0.169 kg/s, *b*) 18.5 kW, *c*) 2.12

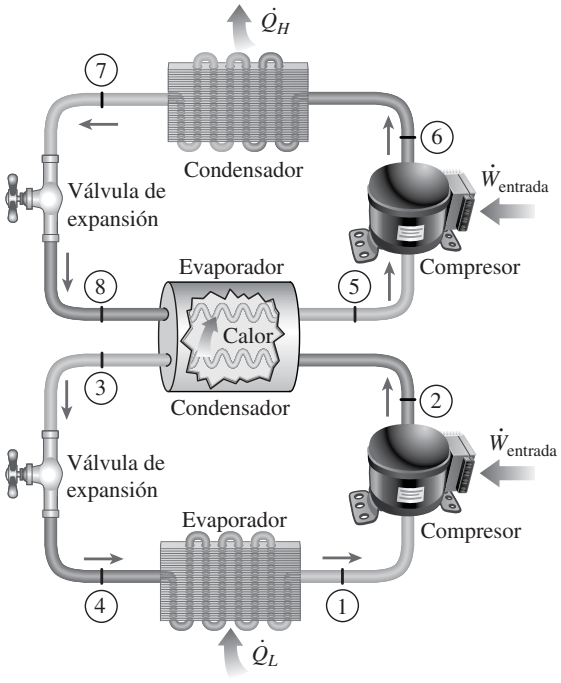


Figura P11-58

11-59 Considere un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas que opera entre los límites de presión de 1.2 MPa y 200 kPa con refrigerante 134a como fluido de trabajo. El refrigerante sale del condensador como líquido saturado y es estrangulado a una cámara de vaporización instantánea que opera a 0.45 MPa. Parte del refrigerante se evapora durante este proceso de vaporización instantánea, y su vapor se mezcla con el refrigerante que sale del compresor a baja presión. Después la mezcla se comprime a la presión del condensador por el compresor de alta presión. El líquido en la cámara de vaporización instantánea se estrangula a la presión del evaporador y enfría el espacio refrigerado conforme se vaporiza en el evaporador. El flujo másico del refrigerante a través del compresor de baja presión es de 0.15 kg/s. Suponiendo que el refrigerante abandona el evaporador como vapor saturado y la eficiencia isentrópica de ambos compresores es de 80 por ciento, determine *a*) el flujo másico del refrigerante a través del compresor de alta presión, *b*) la razón de remoción de calor del espacio refrigerado y *c*) el COP de este refrigerador. También, determine *d*) la tasa de remoción de calor y el COP si este refrigerador opera en un ciclo de etapa única entre los mismos límites de presión con la misma eficiencia de compresor y la misma razón de flujo que en el inciso *a*).

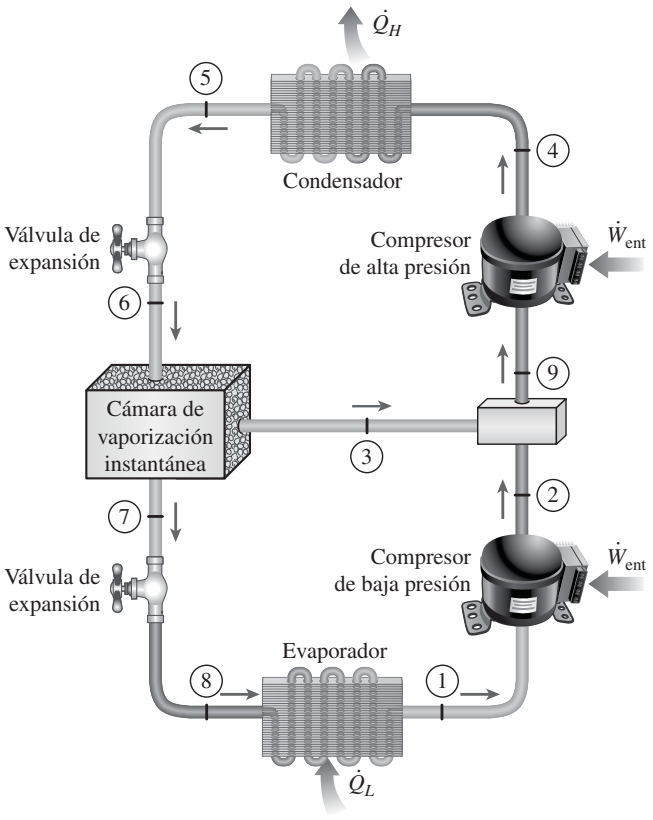


Figura P11-59

11-60 Un sistema de refrigeración por compresión de dos evaporadores como se muestra en la figura P11-61 utiliza refrigerante 134a como fluido de trabajo. El sistema opera el evaporador 1 a 0 °C, el evaporador 2 a −26.4 °C y el condensador a 800 kPa. El refrigerante se circula por el compresor a razón de 0.1 kg/s, y el evaporador de baja temperatura sirve para una carga de enfriamiento de 8 kW. Determine la tasa de enfriamiento del evaporador de alta temperatura, la potencia necesaria para el compresor y el COP del sistema. El refrigerante es líquido saturado a la salida del condensador, y vapor saturado a la salida de cada evaporador, y el compresor es isentrópico.

Respuestas: 6.58 kW, 4.51 kW, 3.24

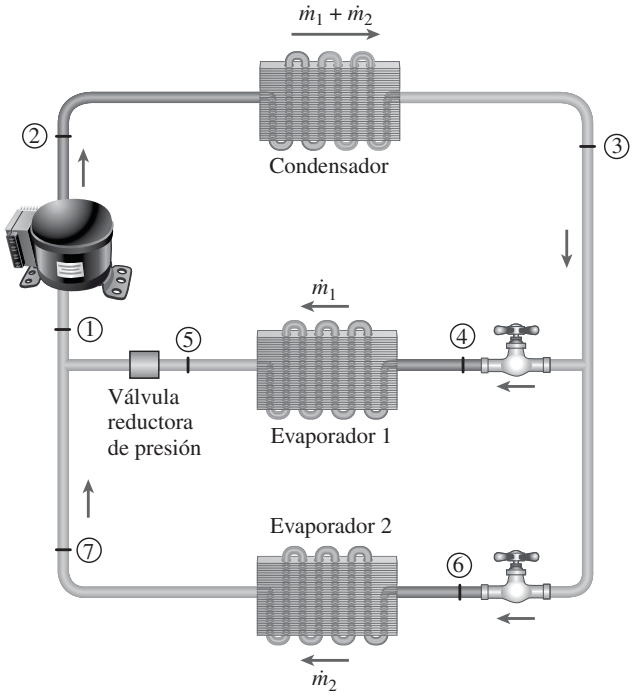


Figura P11-60

11-61E Un sistema de refrigeración por compresión con dos evaporadores como el de la figura P11-60 usa refrigerante 134a como fluido de trabajo. El sistema opera el evaporador 1 a 30 psia, el evaporador 2 a 10 psia, y el condensador a 180 psia. La carga de enfriamiento para el evaporador 1 es 9 000 Btu/h, y la del evaporador 2 es de 24 000 Btu/h. Determine la potencia necesaria para operar el compresor y el COP de este sistema. El refrigerante es líquido saturado a la salida del condensador, y vapor saturado a la salida de cada evaporador, y el compresor es isentrópico.

11-62E Repita el problema 11-61E si el evaporador de 30 psia se va a reemplazar por un evaporador de 60 psia para proporcionar una carga de enfriamiento de 15 000 Btu/h.

Ciclo de refrigeración de gas

11-63C ¿En qué se distingue el ciclo de refrigeración de gas ideal del ciclo de refrigeración de Carnot?

11-64C Invente un ciclo de refrigeración que trabaje con base en el ciclo Stirling invertido. También determine el COP para este ciclo.

11-65C ¿Cómo se modifica el ciclo de refrigeración de gas ideal para enfriamiento de aviones?

11-66C En los ciclos de refrigeración de gas, ¿se puede reemplazar la turbina por una válvula de expansión como se

hizo en los ciclos de refrigeración por compresión de vapor? ¿Por qué?

11-67C ¿Cómo se logran muy bajas temperaturas en los ciclos de refrigeración de gas?

11-68E Entra aire al compresor de un ciclo de refrigeración con gas ideal a 40 °F y 10 psia y la turbina a 120 °F y 30 psia. El flujo másico a través del ciclo es de 0.5 lbm/s. Determine *a*) la razón de refrigeración, *b*) la entrada de potencia neta y *c*) el coeficiente de desempeño.

11-69 Un ciclo de refrigeración con gas ideal que utiliza aire como su fluido de trabajo debe mantener un espacio refrigerado a −23 °C mientras que cede calor al medio circundante a 27 °C. Si la razón de presión del compresor es de 3, determine *a*) las temperaturas máximas y mínimas en el ciclo, *b*) el coeficiente de desempeño y *c*) la tasa de refrigeración para el flujo másico de 0.08 kg/s.

11-70 Entra aire al compresor de un ciclo ideal de refrigeración de gas a 7 °C y 35 kPa, y a la turbina a 37 °C y 160 kPa. El flujo másico del aire a través del ciclo es de 0.2 kg/s. Suponiendo calores específicos variables para el aire, determine *a*) la carga de refrigeración, *b*) la entrada neta de potencia y *c*) el coeficiente de desempeño.
Respuestas: a) 15.9 kW, *b*) 8.64 kW, *c*) 1.84

11-71 Repita el problema 11-70 para una eficiencia isentrópica del compresor de 80 por ciento y una eficiencia isentrópica de la turbina de 85 por ciento.

11-72 Reconsidere el problema 11-71. Usando software EES (u otro), estudie los efectos de las eficiencias isentrópicas de compresor y de turbina, cuando varían de 70 a 100 por ciento, sobre la tasa de refrigeración, el consumo neto de potencia y el COP. Trace el diagrama *T-s* del ciclo para el caso isentrópico.

11-73 Un ciclo de refrigeración de gas con una relación de presiones de 4 usa helio como fluido de trabajo. La temperatura del helio es de −6 °C a la entrada del compresor y de 50 °C a la entrada de la turbina. Suponiendo eficiencias isentrópicas de 85 por ciento tanto para la turbina como para el compresor, determine *a*) la temperatura mínima en el ciclo, *b*) el coeficiente de desempeño y *c*) el flujo másico del helio para una carga de refrigeración de 25 kW.

11-74 Un sistema de refrigeración con gas que usa aire como su fluido de trabajo tiene una relación de presiones de 4. El aire entra al compresor a −7 °C. El aire a alta presión se enfría a 27 °C cediendo el calor a los alrededores. Se enfría aún más a −15 °C mediante enfriamiento regenerativo antes de entrar a la turbina. Suponiendo que tanto la turbina como el compresor son isentrópicos y utilizan calores específicos constantes a temperatura ambiente, determine *a*) la temperatura más baja que se puede obtener mediante este ciclo, *b*) el coeficiente de desempeño del ciclo y *c*) el flujo másico del aire para una tasa de refrigeración de 12 kW.
Respuestas: a) 299.4 °C, *b*) 1.12, *c*) 0.237 kg/s

11-75 Repita al problema 11-74 considerando eficiencias isentrópicas de 75 por ciento del compresor y 80 por ciento de la turbina.

11-76 Un sistema de refrigeración de gas que usa aire como fluido de trabajo tiene una relación de presiones de 5. El aire entra al compresor a 0 °C. El aire de alta presión se enfría a 35 °C rechazando calor al entorno. El aire sale de la turbina a −80 °C y luego absorbe calor del espacio refrigerado antes de entrar al regenerador. El flujo másico de aire es de 0.4 kg/s. Suponiendo eficiencias isentrópicas de 80 por ciento para el compresor y 85 por ciento para la turbina y usando calores específicos constantes a temperatura ambiente, determine *a*) la efectividad del regenerador, *b*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y *c*) el COP del ciclo. También determine *d*) la carga de refrigeración y el COP si este sistema operase en el ciclo simple de refrigeración de gas. Use la misma temperatura dada de entrada al compresor, la temperatura de entrada a la turbina como se calculó y las mismas eficiencias de compresor y de turbina.
Respuestas: a) 0.434, *b*) 21.4 kW, *c*) 0.478, *d*) 24.7 kW, 0.599

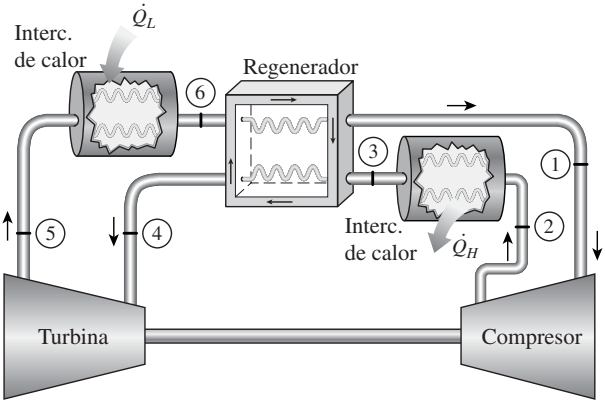


Figura P11-76

11-77 En la figura P11-77 se muestra un sistema ideal de refrigeración de gas con dos etapas de compresión con interenfriamiento que opera con aire que entra al primer compresor a 90 kPa y −24 °C. Cada etapa de compresión tiene una relación de presiones de 3 y los dos interenfriadores pueden enfriar el aire a 5 °C. Calcule el coeficiente de desempeño de este sistema y la razón a la que debe circular el aire por este sistema para manejar una carga de enfriamiento de 45 000 kJ/h. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente. *Respuestas:* 1.56, 0.124 kg/s

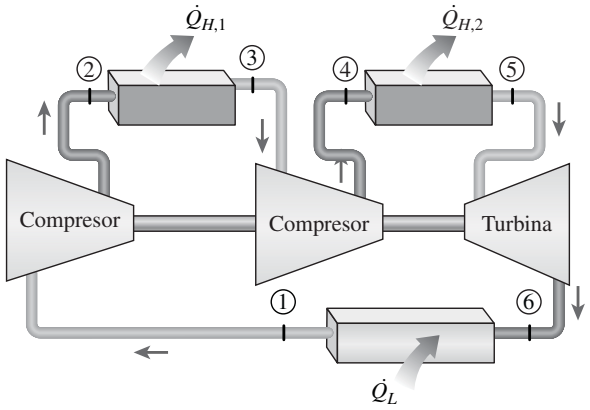


Figura P11-77

11-78 ¿Cómo cambiarán las respuestas del problema 11-77 cuando la eficiencia isentrópica de cada compresor sea de 85 por ciento y la eficiencia isentrópica de la turbina sea de 95 por ciento?

Sistemas de refrigeración por absorción

11-79C ¿Qué es la refrigeración por absorción? ¿En qué se distingue un sistema de refrigeración por absorción de un sistema de refrigeración por compresión de vapor?

11-80C ¿Cuáles son las ventajas y las desventajas de la refrigeración por absorción?

11-81C En los ciclos de refrigeración por absorción, ¿por qué se enfría el fluido en el absorbedor y se calienta el fluido en el generador?

11-82C ¿Cómo se define el coeficiente de desempeño de un sistema de refrigeración por absorción?

11-83 Un sistema de refrigeración por absorción que recibe calor de una fuente a 95 °C y mantiene el espacio refrigerado a 0 °C se asegura que tiene un COP de 3.1. Si la temperatura del entorno es de 19 °C, ¿puede ser válida esa afirmación? Justifique su respuesta.

11-84 Un sistema de refrigeración por absorción recibe calor de una fuente a 120 °C y mantiene el espacio refrigerado a 0 °C. Si la temperatura del entorno es de 25 °C, ¿cuál es el máximo COP que puede tener este sistema de refrigeración por absorción?

11-85 Se suministra calor a un sistema de refrigeración por absorción de un pozo geotérmico a 110 °C, a razón de 5×10^5 kJ/h. El entorno está a 25 °C, y el espacio refrigerado se mantiene a −18 °C. Determine la tasa máxima a la que este sistema puede quitar calor del espacio refrigerado.
Respuesta: 6.58×10^5 kJ/h

11-86 Un refrigerador por absorción reversible consiste en una máquina térmica reversible y un refrigerador reversible. El sistema quita calor de un espacio enfriado a −15 °C a razón de 70 kW. El refrigerador opera en un entorno a 25 °C. Si el calor se suministra al ciclo mediante la condensación de vapor de agua saturado a 150 °C, determine *a*) la tasa de condensación de vapor y *b*) el suministro de potencia al refrigerador reversible. *c*) Si el COP de un enfriador por absorción real a los mismos límites de temperatura es de 0.8, determine la eficiencia según la segunda ley de este enfriador.
Respuestas: a) 0.0174 kg/s, *b*) 10.9 kW, *c*) 42.0 por ciento

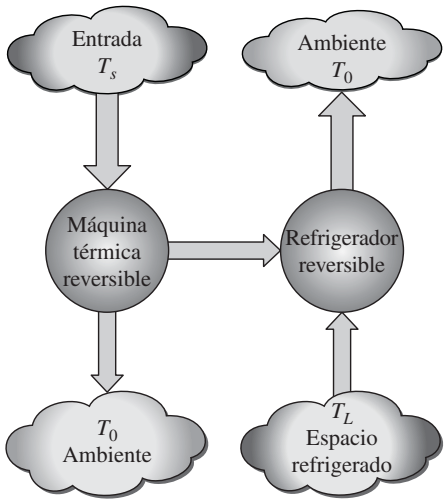


Figura P11-86

11-87E Se usa un ciclo de refrigeración de absorción de amoniaco-agua para mantener un espacio a 25 °F cuando la temperatura ambiente es de 70 °F. El amoniaco puro entra al condensador a 300 psia y 140 °F, a razón de 0.04 lbm/s. El amoniaco sale del condensador como líquido saturado y se expande a 30 psia. El amoniaco sale del evaporador como vapor saturado. El calor se suministra al generador por agua líquida geotérmica que entra a 240 °F a razón de 0.55 lbm/s, y sale a 200 °F. Determine *a*) la tasa de enfriamiento que suministra el sistema, en Btu/h, el COP, y *b*) la eficiencia de la segunda ley del sistema. Las entalpías para el amoniaco en los varios estados del sistema son: entrada del condensador, h_2 = 665.7 Btu/lbm; entrada del evaporador, h_4 = 190.9 Btu/lbm; salida del evaporador, h_1 = 619.2 Btu/lbm. También considere el calor específico del agua geotérmica como 1.0 Btu/lbm · °F.

Tema especial: Generación termoeléctrica y sistemas de refrigeración

11-88C ¿Qué es un circuito termoeléctrico?

11-89C Describa los efectos Seebeck y Peltier.

11-90C Considere un alambre circular de cobre formado conectando sus dos extremos. El punto de conexión se calienta ahora por la llama de una vela. ¿Espera usted que circule alguna corriente eléctrica por el alambre?

11-91C Se forma un circuito cerrado conectando los extremos de un alambre de hierro y uno de constantano. Ahora se calientan ambas uniones y se mantienen a la misma temperatura. ¿Espera usted que fluya una corriente eléctrica por este circuito?

11-92C Se forma un circuito cerrado conectando los extremos de un alambre de cobre y uno de constantano. Ahora una unión se calienta por la llama de una vela mientras el otro se mantiene a temperatura ambiente. ¿Espera usted que fluya una corriente eléctrica por este circuito?

11-93C ¿De qué modo funciona un termopar como dispositivo de medición de temperatura?

11-94C ¿Por qué los materiales semiconductores son preferibles a los metales en los refrigeradores termoeléctricos?

11-95C ¿La eficiencia de un generador termoeléctrico está limitada por la eficiencia de Carnot? ¿Por qué?

11-96E Un generador termoeléctrico recibe calor de una fuente a 340 °F y rechaza el calor de desecho al ambiente a 90 °F. ¿Cuál es la máxima eficiencia térmica que puede tener este generador termoeléctrico? *Respuesta:* 31.3 por ciento

11-97 Un refrigerador termoeléctrico quita calor de un espacio refrigerado a −5 °C a razón de 130 W, y lo rechaza al ambiente a 20 °C. Determine el coeficiente máximo de desempeño que puede tener este refrigerador termoeléctrico y la alimentación necesaria mínima de potencia.
Respuestas: 10.72, 12.1 W

11-98 Un enfriador termoeléctrico tiene un COP de 0.15 y quita calor de un espacio refrigerado a razón de 180 W. Determine la alimentación necesaria de potencia al enfriador termoeléctrico, en W.

11-99E Un enfriador termoeléctrico tiene un COP de 0.18, y el suministro de potencia al enfriador es de 1.8 HP. Determine la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado, en Btu/min.

11-100 Un refrigerador termoeléctrico recibe potencia de una batería de automóvil de 12 V que da 3 A de corriente cuando está en operación. El refrigerador parece una pequeña hielera, y se dice que enfría nueve bebidas enlatadas, de 0.350 L cada una, de 25 a 3 °C, en 12 h. Determine el COP promedio de este refrigerador.

Figura P11-100

11-101E Hay disponibles comúnmente enfriadores termoeléctricos que se conectan en el receptáculo de encendedor de un automóvil. Se afirma que uno de estos enfriadores enfría una bebida de 12 onzas (0.771 lbm) de 78 a 38 °F o calienta una taza de café de 75 a 130 °F en alrededor de 15 min en un portavasos bien aislado. Suponiendo un COP promedio de 0.2 en el modo operativo de enfriamiento, determine *a*) la tasa promedio de remoción de calor de la bebida, *b*) la tasa promedio de suministro de calor al café y *c*) la potencia eléctrica tomada de la batería del automóvil, todo en W.

11-102 Se propone operar un generador termoeléctrico en combinación con un estanque solar que puede dar calor a razón de 7×10^6 kJ/h a 90 °C. El calor de desecho se va a rechazar al ambiente a 22 °C. ¿Cuál es la potencia máxima que puede producir este generador termoeléctrico?

Problemas de repaso

11-103 Una manguera típica de 200 m^2 puede enfriarse adecuadamente mediante un acondicionador de aire de 3.5 ton cuyo COP es de 4.0. Determine la tasa de calor ganado en la manguera cuando el acondicionador de aire está funcionando continuamente para mantener en ella una temperatura constante.

11-104 Considere un ciclo de refrigeración de Carnot de flujo estacionario que usa refrigerante 134a como fluido de trabajo. Las temperaturas máxima y mínima en el ciclo son 30 y –20 °C. La calidad del refrigerante es de 0.15 al principio del proceso de absorción de calor, y de 0.80 al final. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con relación a las líneas de saturación y determine *a*) el coeficiente de desempeño, *b*) las presiones del condensador y del evaporador y *c*) la entrada neta de trabajo.

11-105 Un calentador de agua de bomba térmica calienta agua absorbiendo calor del aire ambiente y transfiriéndolo al agua. La bomba térmica tiene un COP de 3.4 y consume 6 kW de electricidad al operar. Determine si esta bomba de calor puede usarse para satisfacer las necesidades de enfriamiento del cuarto la mayor parte del tiempo "gratis", absorbiendo calor del aire del cuarto. La tasa de ganancia de calor de un cuarto es usualmente menor de 45 000 kJ/h.

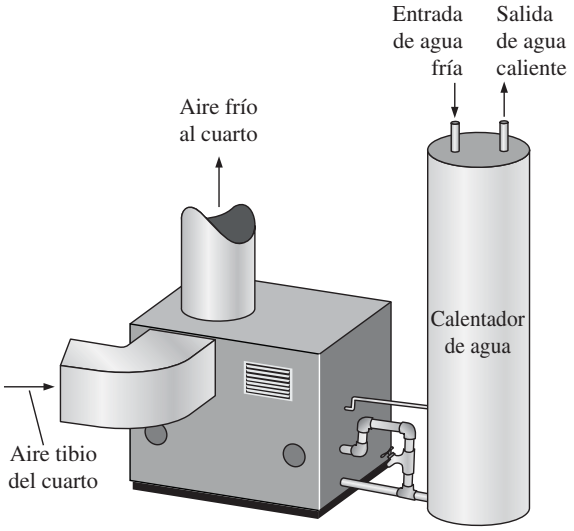


Figura P11-105

11-106 Una bomba de calor que opera en el ciclo ideal por compresión de vapor con refrigerante 134a se usa para calentar una casa. El flujo másico del refrigerante es 0.25 kg/s. Las presiones del condensador y del evaporador son 1 400 y 320 kPa, respectivamente. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la tasa de suministro de calor a la casa, *b*) el flujo volumétrico de refrigerante a la entrada del compresor y *c*) el COP de esta bomba de calor.

11-107 Una gran planta de refrigeración se debe mantener a −15 °C y requiere refrigeración a razón de 100 kW. El condensador de la planta debe enfriarse mediante agua líquida, que experimenta un aumento de temperatura de 8 °C conforme fluye por las bobinas del condensador. Suponiendo que la planta opera en un ciclo ideal por compresión de vapor y usa refrigerante 134a que está entre los límites de presión de 120 y 700 kPa, determine *a*) el flujo másico, *b*) la entrada de potencia al compresor y *c*) el flujo másico del agua refrigerante.

11-108 Reconsidere el problema 11-107 y mediante el software EES (u otro), investigue el efecto de la presión del evaporador sobre el COP y la entrada de potencia. Suponga que la presión del evaporador varía de 120 a 380 kPa. Grafique el COP y la potencia de entrada en función de la presión de vapor y discuta los resultados.

11-109 Repita el problema 11-107 suponiendo que el compresor tiene una eficiencia isentrópica de 75 por ciento. También determine la razón de destrucción de exergía asociada con el proceso de compresión en este caso. Sea $T_0 = 25$ °C.

11-110 Una bomba de calor opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor y usa el refrigerante 22 como fluido de trabajo. Las condiciones de trabajo para esta bomba de calor son: temperatura de saturación del evaporador de −5 °C y temperatura de saturación del condensador de 45 °C. En la tabla que sigue se dan datos selectos del refrigerante 22.

T, °C	P_{sat}, kPa	h_f, kJ/kg	h_g, kJ/kg	s_g, kJ/kg · K
−5	421.2	38.76	248.1	0.9344
45	1 728	101	261.9	0.8682

Para R-22, a P = 1 728 kPa y s = 0.9344 kJ/kg · K, T = 68.15 °C y h = 283.7 kJ/kg. También tome $c_{p,\,aire}$ = 1.005 kJ/kg · K.

a) Haga un esquema del equipo y trace el diagrama *T-s* para esta aplicación de bomba de calor.
b) Determine el COP para esta unidad.
c) El evaporador de esta unidad está ubicado dentro del distribuidor de aire del edificio. El aire que fluye por el distribuidor de aire entra a éste a 27 °C, y se limita a una caída de temperatura de 20 °C. Determine la relación de caudal volumétrico del aire que entra al distribuidor (m^3_{aire}/min) al caudal másico del R-22 ($kg_{R\text{-}22}$/s) a través del distribuidor de aire, en (m^3_{aire}/min)/($kg_{R\text{-}22}$/s). Suponga que la presión del aire es 100 kPa.

11-111 Se utiliza un acondicionador de aire con refrigerante 134a como su fluido de trabajo para mantener un recinto a 26 °C al ceder el calor residual al aire exterior a 34 °C. El recinto está ganando calor por los muros y las ventanas a razón de 250 kJ/min mientras que el calor generado por la computadora, la televisión y las luces ascienden a 900 W. Una cantidad desconocida de calor también es generada por las personas en el recinto. Las presiones del condensador y el evaporador son 1 200 y 500 kPa, respectivamente. El refrigerante es un líquido saturado a la salida del condensador y vapor saturado a la entrada del compresor. Si el refrigerante entra al compresor a razón de 100 L/min y la eficiencia isentrópica del compresor es de 75 por ciento, determine *a*) la temperatura del refrigerante en la salida del compresor, *b*) la razón de generación de calor por las personas en el recinto, *c*) el COP del acondicionador de aire y *d*) el flujo volumétrico mínimo del refrigerante en la entrada del compresor para las mismas condiciones de la entrada y salida del compresor.
Respuestas: a) 54.5 °C, *b*) 0.665 kW, *c*) 5.87, *d*) 15.7 L/min

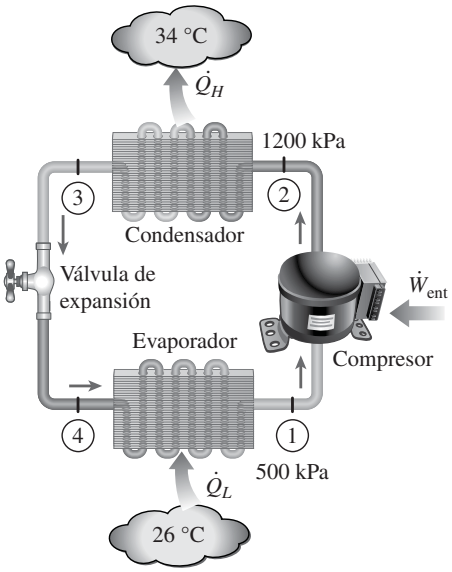


Figura P11-111

11-112 Un acondicionador de aire opera en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, con R-134a como refrigerante. El acondicionador de aire se usa para mantener un espacio a 21 °C rechazando el calor de desecho al aire ambiente a 37 °C. El refrigerante entra al compresor a 180 kPa, sobrecalentado en 2.7 °C, a razón de 0.06 kg/s, y sale del compresor a 1 200 kPa y 60 °C. El R-134a está subenfriado en 6.3 °C a la salida del condensador. Determine *a*) la tasa de enfriamiento suministrado al espacio, en Btu/h, y el COP; *b*) la eficiencia isentrópica y la eficiencia de exergía en el compresor; *c*) la destrucción de exergía en cada componente del ciclo y la destrucción total de exergía en el ciclo, y *d*) el suministro mínimo de potencia y la eficiencia de la segunda ley del ciclo.

11-113 Considere un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas que opera entre los límites de presión de 1.4 y 0.12 MPa. El fluido de trabajo es refrigerante 134a. El refrigerante sale del condensador como líquido saturado y se estrangula hacia una cámara de vaporización instantánea que opera a 0.5 MPa. Parte del refrigerante se evapora durante este proceso, y este vapor se mezcla con el refrigerante que sale del compresor de baja presión. La mezcla se comprime luego a la presión del condensador mediante el compresor de alta presión. El líquido de la cámara de vaporización instantánea se estrangula a la presión del evaporador y enfría el espacio refrigerado al vaporizarse en el evaporador. Suponiendo que este refrigerante sale del evaporador como vapor saturado, y que ambos compresores son isentrópicos, determine *a*) la fracción del refrigerante que se evapora al estrangularse hacia la cámara de vaporización instantánea, *b*) la cantidad de calor que se quita del espacio refrigerado y el trabajo del compresor por unidad de masa de refrigerante que fluye por el condensador, y *c*) el coeficiente de desempeño.
Respuestas: a) 0.290, *b*) 116 kJ/kg, 42.7 kJ/kg, *c*) 2.72

11-114E Un sistema de refrigeración por compresión con dos evaporadores, como se muestra en la figura P11-114E, usa refrigerante 134a como fluido de trabajo. El sistema opera el evaporador 1 a 30 °F, el evaporador 2 a −29.5 °F y el condensador a 160 psia. La carga de enfriamiento del evaporador 1 es el doble que la del evaporador 2. Determine la carga de enfriamiento de ambos evaporadores por unidad de flujo a través del compresor, así como el COP de este sistema. El refrigerante es líquido saturado a la salida del condensador y vapor saturado a la salida de cada evaporador, y el compresor es isentrópico.

11-115E Reconsidere el problema 11-114E. El sistema de refrigeración de ese problema enfría un depósito térmico a −15 °F y uno a 40 °F, mientras rechaza calor a un depósito a 80 °F. ¿Cuál proceso tiene la destrucción de exergía más alta?

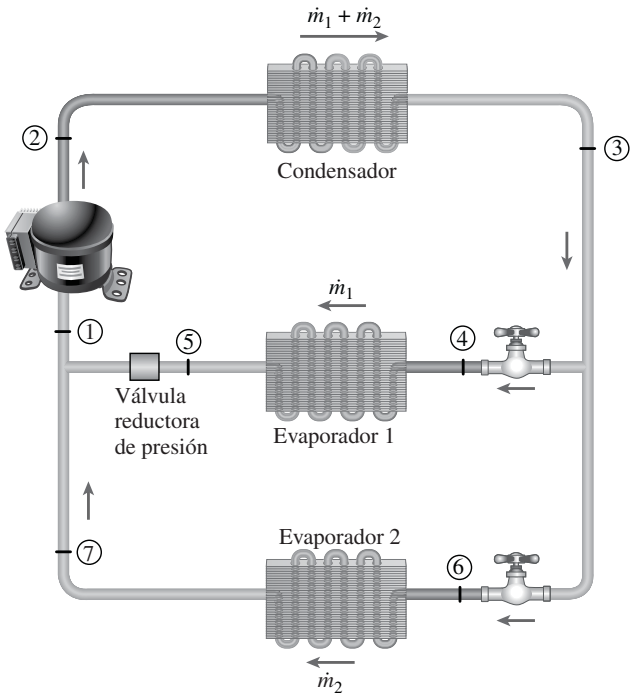


Figura P11-114E

11-116 Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas con una unidad adiabática de separación de fase líquida y de vapor, como se muestra en la figura P11-116, usa refrigerante 134a como fluido de trabajo. El sistema opera el evaporador a −32 °C, el condensador a 1 400 kPa y el separador a 8.9 °C. El refrigerante se circula por el condensador a razón de 2 kg/s. Determine la tasa de enfriamiento y el consumo de potencia para este sistema. El refrigerante es líquido saturado a la entrada de cada válvula de expansión, y vapor saturado a la entrada de cada compresor, y los compresores son isentrópicos.

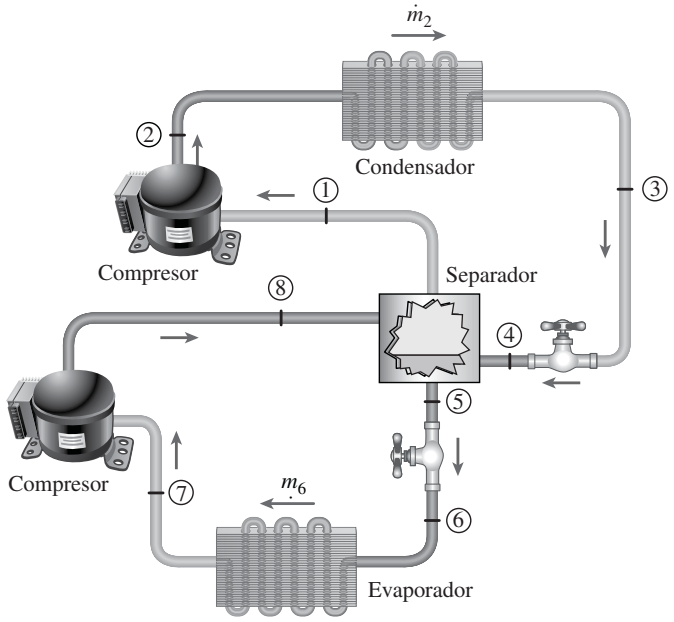


Figura P11-116

11-117 ¿Cuál proceso del ciclo en el problema 11-116 tiene la mayor tasa de destrucción de exergía cuando el depósito de baja temperatura está a −22 °C y el depósito de alta temperatura está a 20 °C? *Respuesta:* 30.9 kW (condensador)

11-118 Una aeronave en tierra debe enfriarse por medio de un ciclo de refrigeración con gas que opera con aire en un ciclo abierto. El aire entra al compresor a 30 °C y 100 kPa y se comprime a 250 kPa. El aire se enfría a 70 °C antes de entrar a la turbina. Suponiendo que tanto la turbina como el compresor son isentrópicos, determine la temperatura del aire que sale de la turbina y entra en la cabina. *Respuesta:* −9 °C.

11-119 Considere un ciclo regenerativo de refrigeración de gas que usa helio como fluido de trabajo. El helio entra al compresor a 100 kPa y −10 °C y se comprime a 300 kPa. Luego se enfría el helio a 20 °C por medio de agua, y posteriormente entra al regenerador, donde se enfría más antes de entrar a la turbina. El helio sale del espacio refrigerado a −25 °C y entra al regenerador. Suponiendo que tanto la turbina como el compresor son isentrópicos, determine *a*) la temperatura del helio a la entrada de la turbina, *b*) el coeficiente de desempeño del ciclo y *c*) la entrada neta de potencia necesaria para un flujo másico de 0.45 kg/s.

11-120 Un sistema de refrigeración por absorción debe quitar calor del espacio refrigerado a 2 °C a razón de 28 kW operando en un ambiente a 25 °C. El calor se va a suministrar de un estanque solar a 95 °C. ¿Cuál es la tasa mínima de suministro de calor que se necesita? *Respuesta:* 12.3 kW

11-121 Reconsidere el problema 11-120. Usando software EES (u otro), investigue los efectos de la temperatura de la fuente sobre la tasa mínima de suministro de calor. Deje que la temperatura de la fuente varíe de 50 a 250 °C. Grafique la tasa mínima de suministro de calor como función de la temperatura de la fuente y explique los resultados.

11-122 Un sistema de refrigeración de gas que usa aire como fluido de trabajo tiene una relación de presiones de 5. El aire entra al compresor a 0 °C. El aire de alta presión se enfría a 35 °C rechazando calor al entorno. El refrigerante sale de la turbina a −80 °C y entra al espacio refrigerado donde absorbe calor antes de entrar al regenerador. El flujo másico del aire es 0.4 kg/s. Suponiendo eficiencias isentrópicas de 80

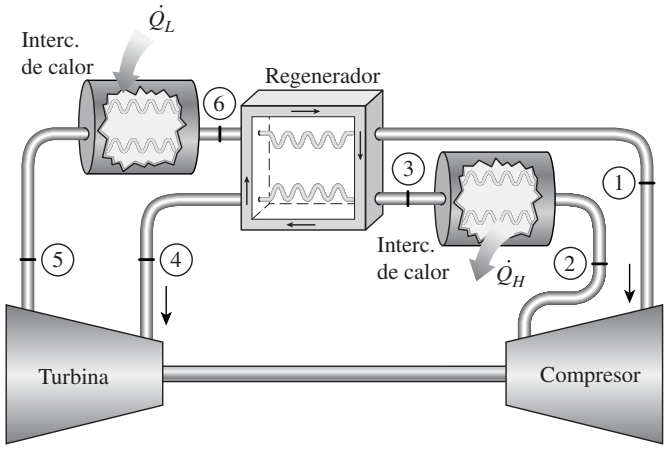


Figura P11-122

por ciento para el compresor y 85 por ciento para la turbina, y usando calores específicos variables, determine *a*) la efectividad del regenerador, *b*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y *c*) el COP del ciclo. También determine *d*) la carga de refrigeración y el COP si este sistema operase en el ciclo simple de refrigeración de gas. Use la misma temperatura de entrada al compresor dada, la temperatura de entrada a la turbina y las mismas eficiencias de compresor y de turbina.

11-123 El sistema de refrigeración de la figura P11-123 es otra variación del sistema básico de refrigeración por compresión de vapor que intenta reducir el trabajo de compresión. En este sistema se usa un intercambiador de calor para sobrecalentar el vapor que entra al compresor al mismo tiempo que se subenfría el líquido que sale del condensador. Considere un sistema de este tipo que usa refrigerante 134a como su fluido refrigerante y opera el evaporador a −10.09 °C, y el condensador a 900 kPa. Determine el COP del sistema cuando el intercambiador de calor da un subenfriamiento de 5.51 °C a la entrada de la válvula de estrangulación. Suponga que el refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y que el compresor es isentrópico. *Respuesta:* 4.60

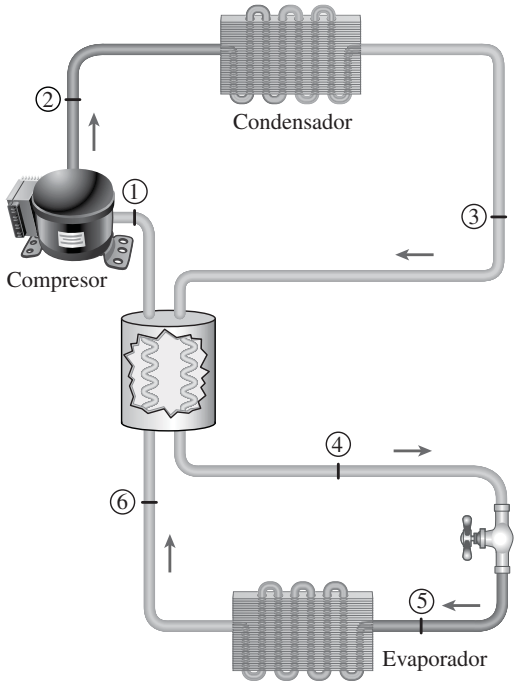


Figura P11-123

11-124 Repita el problema 11-123 si el intercambiador de calor da 9.51 °C de subenfriamiento.

11-125 Un sistema ideal de refrigeración de gas con tres etapas de compresión con interenfriamiento opera con aire que entra al primer compresor a 50 kPa y −30 °C. Cada compresor de este sistema tiene una relación de presiones de 7, y la temperatura del aire a la salida de todos los interenfriadores es de 15 °C. Calcule el COP de este sistema. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

11-126 Usando software EES (u otro), investigue el efecto de la presión del evaporador sobre el COP de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo. Suponga que la presión del condensador se mantiene constante a 1.4 MPa, mientras la presión de evaporación se hace variar de 100 kPa a 500 kPa. Grafique el COP del ciclo de refrigeración contra la presión del evaporador, y explique los resultados.

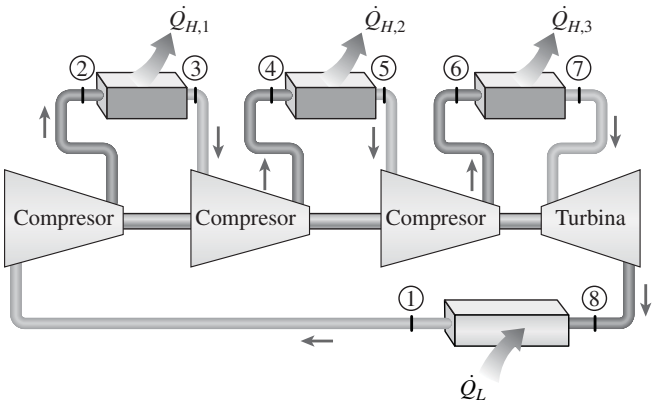


Figura P11-125

11-127 Usando software EES (u otro), investigue el efecto de la presión del condensador sobre el COP de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo. Suponga que la presión del evaporador se mantiene constante a 150 kPa mientras la presión del condensador varía entre 400 y 1 400 kPa. Grafique el COP del ciclo de refrigeración contra la presión del condensador, y explique los resultados.

11-128 Deduzca una relación para el COP del sistema de refrigeración de dos etapas con una cámara de vaporización instantánea que se muestra en la figura 11-14, en términos de las entalpías y la calidad en el estado 6. Considere la unidad de masa en el condensador.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

11-129 Considere una bomba de calor que opera en el ciclo de Carnot invertido con refrigerante 134a como fluido de trabajo, que se ejecuta por debajo del domo de saturación entre los límites de presión de 140 y 800 kPa. El R-134a cambia de vapor saturado a líquido saturado durante el proceso de rechazo de calor. La entrada neta de trabajo para este ciclo es

a) 28 kJ/kg *b*) 34 kJ/kg *c*) 49 kJ/kg
d) 144 kJ/kg *e*) 275 kJ/kg

11-130 Un refrigerador quita calor de un espacio refrigerado a 0 °C a una de 2.2 kJ/s y lo rechaza al ambiente a 20 °C. La entrada mínima de potencia necesaria es

a) 89 W *b*) 150 W *c*) 161 W
d) 557 W *e*) 2 200 W

11-131 Un refrigerador opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo entre los límites de presión de 120 y 800

kPa. Si la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado es de 32 kJ/s, el flujo másico del refrigerante es

a) 0.19 kg/s *b*) 0.15 kg/s *c*) 0.23 kg/s
d) 0.28 kg/s *e*) 0.81 kg/s

11-132 Una bomba térmica opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo entre los límites de presión de 0.32 y 1.2 MPa. Si el flujo másico del refrigerante es de 0.193 kg/s, la tasa de suministro de calor por una bomba de calor al espacio calentado es

a) 3.3 kW *b*) 23 kW *c*) 26 kW
d) 31 kW *e*) 45 kW

11-133 Un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo opera entre los límites de presión de 120 kPa y 700 kPa. La fracción másica de refrigerante que está en fase líquida a la entrada del evaporador es

a) 0.69 *b*) 0.63 *c*) 0.58
d) 0.43 *e*) 0.35

11-134 Considere una bomba de calor que opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo entre los límites de presión de 0.32 y 1.2 MPa. El coeficiente de desempeño de esta bomba térmica es

a) 0.17 *b*) 1.2 *c*) 3.1
d) 4.9 *e*) 5.9

11-135 Un ciclo ideal de refrigeración que usa aire como fluido de trabajo opera entre los límites de presión de 80 y 280 kPa. El aire se enfría a 35 °C antes de entrar a la turbina. La temperatura mínima de este ciclo es

a) −58 °C *b*) −26 °C *c*) 5 °C
d) 11 °C *e*) 24 °C

11-136 Considere un ciclo ideal de refrigeración de gas que usa helio como fluido de trabajo. El helio entra al compresor a 100 kPa y 17 °C y se comprime a 400 kPa. Luego se enfría a 20 °C antes de entrar a la turbina. Para un flujo másico de 0.2 kg/s, la entrada neta de trabajo necesaria es

a) 28.3 kW *b*) 40.5 kW *c*) 64.7 kW
d) 93.7 kW *e*) 113 kW

11-137 Un sistema de acondicionamiento de aire por absorción debe quitar calor de un espacio acondicionado a 20 °C, a razón de 150 kJ/s, operando en un entorno que está a 35 °C. El calor operativo se suministra de una fuente geotérmica a 140 °C. La tasa mínima de suministro de calor es

a) 86 kJ/s *b*) 21 kJ/s *c*) 30 kJ/s
d) 61 kJ/s *e*) 150 kJ/s

11-138 Considere un refrigerador que opera en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor con R-134a como fluido de trabajo. El refrigerante entra al compresor como vapor saturado a 160 kPa y sale a 800 kPa y 50 °C, y sale del condensador como líquido saturado a 800 kPa. El coeficiente de desempeño de este refrigerador es

a) 2.6 *b*) 1.0 *c*) 4.2
d) 3.2 *e*) 4.4

Problemas de diseño y ensayo

11-139 Escriba un ensayo sobre bombas térmicas basadas en aire, agua y tierra. Explique las ventajas y desventajas de cada sistema. Para cada sistema identifique las condiciones bajo las cuales un sistema es preferible a los otros dos. ¿En qué situaciones no recomendaría usted un sistema de calentamiento con bomba de calor?

11-140 Diseñe un sistema de refrigeración por compresión de vapor que mantendrá refrigerado el espacio a −15 °C mientras opera en un entorno a 20 °C usando refrigerante 134a como su fluido de trabajo.

11-141 Diseñe un refrigerador termoeléctrico que es capaz de enfriar una bebida enlatada en un automóvil. El refrigerador es alimentado por el encendedor de cigarrillos del automóvil. Haga un diagrama de su diseño. Varias fábricas producen componentes semiconductores para los generadores de energía termoeléctrica de los refrigeradores. Utilizando los datos de uno de estos fabricantes, determine cuántos de estos componentes necesita en su diseño y estime el coeficiente de desempeño de su sistema. Un problema crítico en el diseño de refrigeradores termoeléctricos es la cesión eficaz del calor residual. Analice cómo puede mejorar la razón de cesión de calor sin ningún dispositivo con partes móviles como un ventilador.

11-142 La temperatura de un automóvil estacionado debajo de los rayos del sol puede llegar hasta 100 °C cuando la temperatura del aire exterior es de sólo 25 °C, por lo que se debe ventilar para evitar esa temperatura tan alta. No obstante, estos ventiladores pueden consumir toda la batería del automóvil. Para evitar que eso suceda se propone utilizar celdas fotovoltaicas, de las que se habló en el problema anterior para alimentar los ventiladores. Se determina que el aire en el automóvil debe reemplazarse cada minuto para evitar el aumento excesivo en la temperatura interior. Determine si esto puede lograrse instalando celdas FV en la parte del toldo del automóvil. También averigüe si algún automóvil utiliza este tipo de ventilación.

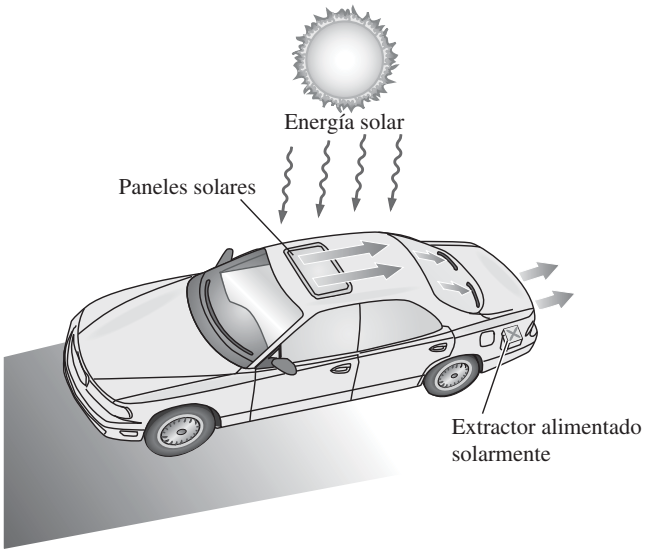


Figura P11-142

11-143 Se propone usar un sistema termoeléctrico solar instalado en la azotea para enfriar edificios residenciales. El sistema consiste en un refrigerador termoeléctrico energizado por un generador termoeléctrico cuya superficie superior es un colector solar. Explique la factibilidad y el costo de un sistema y determine si el sistema propuesto instalado en un lado de la azotea puede satisfacer una porción importante de las necesidades de enfriamiento de una casa típica en el área donde usted vive.

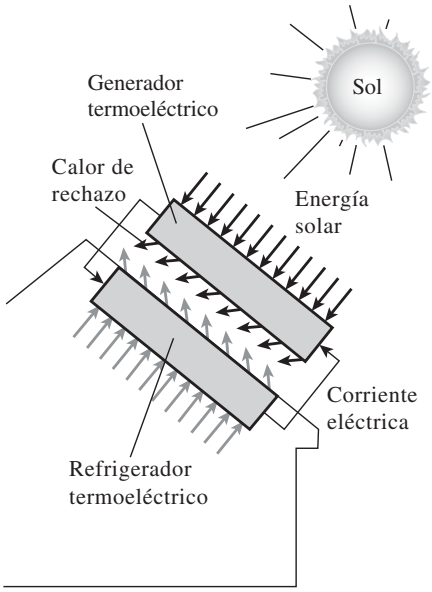


Figura P11-143

11-144 Un refrigerador que usa R-12 como fluido de trabajo mantiene el espacio refrigerado a −15 °C en un entorno a 30 °C. Se le pide rediseñar este refrigerador reemplazando el R-12 por el refrigerante 134a, que no destruye la capa de ozono. ¿Qué cambios sugeriría en los niveles de presión en el nuevo sistema? ¿Cómo piensa que se comparará el COP del nuevo sistema con el COP del viejo sistema?

11-145 Una empresa es propietaria de un sistema de refrigeración cuya capacidad de refrigeración es de 200 ton (1 ton de refrigeración = 211 kJ/min) y usted debe diseñar un sistema de enfriamiento por aire forzado para frutas cuyo diámetro no excederá de 7 cm, bajo las siguientes condiciones: las frutas se deben enfriar de 28 °C a una temperatura promedio de 8 °C. La temperatura del aire debe permanecer arriba de −2 °C y por debajo de 10 °C en todo momento, y la velocidad del aire que llega a las frutas debe ser menor de 2 m/s. La sección de enfriamiento puede tener una anchura hasta de 3.5 m y una altura hasta de 2 m.

Suponiendo para las frutas unos valores razonables para la densidad promedio, el calor específico y la porosidad (la fracción del volumen de aire en una caja), recomiende valores razonables para *a*) la velocidad del aire que llega a la sección de enfriamiento, *b*) la capacidad de enfriamiento del producto del sistema, en kg · frutas/h, y *c*) el flujo volumétrico del aire.

11-146 En la década de 1800, antes del desarrollo del moderno aire acondicionado, se propuso enfriar aire para edificios con el siguiente procedimiento utilizando un gran dispositivo de cilindro-émbolo ["Jonh Gorrie: Pioneer of Cooling and Ice Making", *ASHRAE Journal* 33, núm. 1 (enero de 1991)]:

1. Jalar una carga de aire exterior.
2. Comprimirlo a una presión alta.
3. Enfriar la carga de aire utilizando aire exterior.
4. Expandirlo de nuevo a la presión atmosférica.
5. Descargar la carga de aire al espacio que se debe enfriar.

Suponga que la meta es enfriar un recinto de 6 m × 10 m × 2.5 m. El aire exterior está a 30 °C, y se ha determinado que 10 cargas de aire por hora suministrados al recinto a 10 °C podría proporcionar el enfriamiento adecuado. Haga un diseño preliminar del sistema y los cálculos para saber si esto es factible (puede hacer suposiciones optimistas para el análisis).

a) Diagrame el sistema donde muestre cómo lo impulsaría y cómo llevaría a cabo el paso 3.
b) Determine qué presión se requerirá (paso 2).
c) Estime cuánto tardará el paso 3 y de qué tamaño deberá ser el dispositivo cilindro-émbolo para proporcionar los cambios de aire y la temperatura requeridos.
d) Determine el trabajo requerido en el paso 2 para un ciclo por hora.
e) Analice cualquier problema que detecte en el concepto de su diseño (incluya el análisis de cualesquier cambios que pudiera ser necesario para contrarrestar las suposiciones optimistas).

CAPÍTULO

12

Relaciones de propiedades termodinámicas

En los capítulos anteriores se ha hecho uso extenso de las tablas de propiedades. Tendemos a dar por sentado las tablas de propiedades, pero sin ellas las leyes y los principios de la termodinámica son de poca utilidad para los ingenieros. En este capítulo enfocamos la atención en cómo se preparan las tablas de propiedades y cómo algunas propiedades desconocidas pueden determinarse a partir de datos disponibles limitados.

No será una sorpresa que propiedades como la temperatura, la presión, el volumen y la masa puedan medirse directamente. Otras propiedades como la densidad y el volumen específico se determinan de éstas mediante algunas relaciones simples. Sin embargo, propiedades como la energía interna, la entalpía y la entropía no son fáciles de determinar, debido a que no es posible medirlas directamente o relacionarlas con propiedades que se calculan fácilmente por medio de algunas relaciones simples. Por consiguiente, es esencial que desarrollemos algunas relaciones fundamentales entre propiedades termodinámicas comunes y expresemos las propiedades que no son factibles de medir de manera directa en términos de propiedades fáciles de medir.

Por la naturaleza del material, este capítulo utiliza de modo considerable las derivadas parciales. En consecuencia, inicia con un repaso de éstas. Luego se analizan las relaciones de Maxwell, que constituyen la base para muchas relaciones termodinámicas. Se prosigue con el análisis de la ecuación de Clapeyron, la cual permite determinar la entalpía de vaporización a partir de las mediciones de P, v y T y desarrollar las relaciones generales para c_v, c_p, du, dh y ds, que son válidas para todas las sustancias puras bajo cualquier tipo de condiciones. Después se analiza el coeficiente de Joule-Thomson, una medida del cambio de la temperatura con la presión durante un proceso de estrangulamiento. Por último, se presenta un método para calcular Δh, Δu y Δs de gases reales con el uso de las cartas generalizadas de desviación de entalpía y de entropía.

OBJETIVOS

En el capítulo 12, los objetivos son:

- Desarrollar las relaciones fundamentales entre las propiedades termodinámicas comúnmente encontradas, y expresar las propiedades que no pueden medirse directamente en términos de propiedades fácilmente medibles.
- Desarrollar relaciones de Maxwell que representan la base de la mayoría de las relaciones termodinámicas.
- Desarrollar la ecuación de Clapeyron y determinar la entalpía de vaporización a partir de las mediciones de P, v y T.
- Desarrollar las relaciones generales para c_v, c_p, du, dh y ds que son válidas para todas las sustancias puras.
- Analizar el coeficiente de Joule-Thomson.
- Desarrollar un método para evaluar Δh, Δu y Δs de gases reales con el uso de cartas generalizadas de desviación de entalpía y de entropía.

12-1 ▪ Un poco de matemáticas: derivadas parciales y relaciones asociadas

Muchas de las expresiones desarrolladas en este capítulo se basan en el postulado de estado, mismo que indica que el estado de una sustancia simple compresible se especifica por completo mediante cualquiera de las dos propiedades intensivas independientes. Todas las demás propiedades en ese estado pueden expresarse en términos de esas dos propiedades. En términos matemáticos, esto es

$$z = z(x, y)$$

donde x y y son las dos propiedades independientes que fijan el estado, y z representa cualquier otra propiedad. La mayor parte de las relaciones termodinámicas básicas incluyen diferenciales. Por consiguiente, este capítulo empieza con el repaso de las derivadas y algunas relaciones entre ellas, hasta donde sea necesario.

Considere una función f que depende de una sola variable x, es decir, $f = f(x)$. La figura 12-1 muestra una función que empieza plana pero que se vuelve más inclinada a medida que x aumenta. La inclinación de la curva en un punto es una medida del grado de dependencia de f en x. En este caso, la función f depende de x más para valores de x mayores. La inclinación de una curva en un punto se mide por medio de la pendiente de una recta tangente a la curva en ese punto, y es equivalente a la **derivada** de la función en dicho punto definida como

$$\frac{df}{dx} = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{\Delta f}{\Delta x} = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{f(x + \Delta x) - f(x)}{\Delta x} \qquad \textbf{(12-1)}$$

Por lo tanto, *la derivada de una función f(x) respecto de x representa la razón de cambio de f con x.*

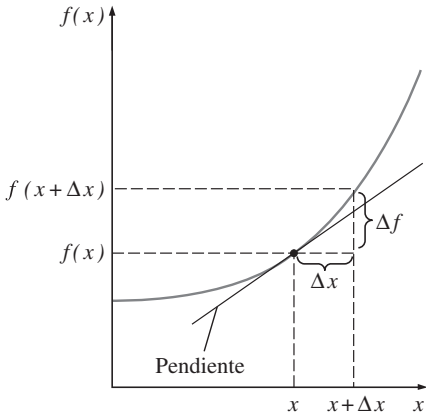


Figura 12-1
La derivada de una función en un punto específico representa la pendiente de la función en ese punto.

EJEMPLO 12-1 **Aproximación de cantidades diferenciales por medio de diferencias**

El c_p de gases ideales depende sólo de la temperatura y se expresa como $c_p(T) = dh(T)/dT$. Determine el c_p del aire a 300 K con los datos de entalpía de la tabla A-17 y compare el resultado con el valor indicado en la tabla A-2*b*).

Solución Se determinará el valor de c_p del aire a una temperatura especificada utilizando los datos de la entalpía.

Análisis El valor c_p del aire a 300 K se indica en la tabla A-2*b*), y es de 1.005 kJ/kg · K. Este valor también podría determinarse derivando la función $h(T)$ respecto de T y se evalúa el resultado a $T = 300$ K. Sin embargo, no se dispone de la función $h(T)$. Pero aún se puede determinar el valor aproximado de c_p al reemplazar las diferenciales en la relación $c_p(T)$ por las diferencias en la vecindad del punto especificado (Fig. 12-2):

$$c_p(300\ \text{K}) = \left[\frac{dh(T)}{dT}\right]_{T\,=\,300\ \text{K}} \cong \left[\frac{\Delta h(T)}{\Delta T}\right]_{T\,\cong\,300\ \text{K}} = \frac{h(305\ \text{K}) - h(295\ \text{K})}{(305 - 295)\ \text{K}}$$

$$= \frac{(305.22 - 295.17)\ \text{kJ/kg}}{(305 - 295)\ \text{K}} = \mathbf{1.005\ kJ/kg \cdot K}$$

Comentario Observe que c_p es idéntico al valor indicado en la lista. Por lo tanto, las cantidades diferenciales pueden verse como diferencias. Incluso

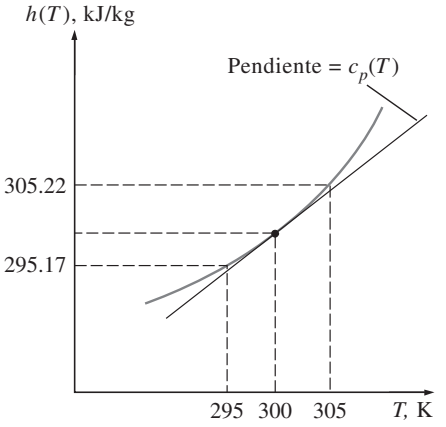


Figura 12-2
Esquema para el ejemplo 12-1.

pueden ser sustituidas por diferencias, siempre que sea necesario, para obtener resultados aproximados. El método numérico de diferencias finitas que se usa comúnmente se basa en este sencillo principio.

Diferenciales parciales

Considere ahora una función que depende de dos (o más) variables, como $z = z(x, y)$. Esta vez el valor de z depende tanto de x como de y. Algunas veces se desea examinar la dependencia de z respecto de una sola de las variables. Esto se hace dejando que una variable cambie mientras las otras se mantienen constantes y observando el cambio en la función. La variación de $z(x, y)$ con x cuando y se mantiene constante se llama **derivada parcial** de z respecto a x, y se expresa como

$$\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y = \lim_{\Delta x \to 0} \left(\frac{\Delta z}{\Delta x}\right)_y = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{z(x + \Delta x, y) - z(x, y)}{\Delta x} \qquad \textbf{(12-2)}$$

Esto se ilustra en la figura 12-3. El símbolo ∂ representa cambios diferenciales, del mismo modo que el símbolo d. Ellos difieren en que el símbolo d representa el cambio diferencial *total* de una función y refleja la influencia de todas las variables, en tanto que ∂ representa el cambio diferencial *parcial* debido a la variación de una sola variable.

Note que los cambios indicados por d y ∂ son idénticos para variables independientes, pero no para variables dependientes. Por ejemplo, $(\partial x)_y = dx$ pero $(\partial z)_y \neq dz$. [En nuestro caso, $dz = (\partial z)_x + (\partial z)_y$.] Observe también que el valor de la derivada parcial $(\partial z/\partial x)_y$, en general, variará con distintos valores de y.

Para obtener una relación del cambio diferencial total en $z(x, y)$ para cambios simultáneos en x y y, considere una pequeña parte total en $z(x, y)$ mostrada en la figura 12-4. Cuando las variables independientes x y y cambian en Δx y Δy, respectivamente, la variable dependiente z cambia en Δz, que puede expresarse como

$$\Delta z = z(x + \Delta x, y + \Delta y) - z(x, y)$$

Si se suma y resta $z(x, y + \Delta y)$, se obtiene

$$\Delta z = z(x + \Delta x, y + \Delta y) - z(x, y + \Delta y) + z(x, y + \Delta y) - z(x, y)$$

o

$$\Delta z = \frac{z(x + \Delta x, y + \Delta y) - z(x, y + \Delta y)}{\Delta x} \Delta x + \frac{z(x, y + \Delta y) - z(x, y)}{\Delta y} \Delta y$$

Tomando en cuenta los límites cuando $\Delta x \to 0$ y $\Delta y \to 0$ y utilizando las definiciones de derivadas parciales, se obtiene

$$dz = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y dx + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x dy \qquad \textbf{(12-3)}$$

La ecuación 12-3 es la relación fundamental para la **diferencial total** de una variable dependiente en términos de sus derivadas parciales respecto de variables independientes. Esta relación puede expresarse fácilmente para incluir más variables independientes.

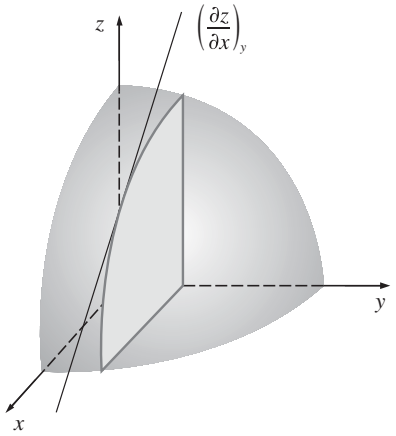


Figura 12-3
Representación geométrica de la derivada parcial $(\partial z/\partial x)_y$.

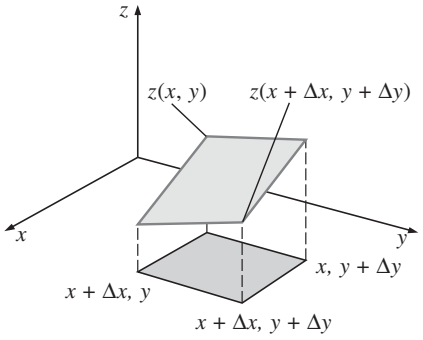


Figura 12-4
Representación geométrica de la derivada total dz para una función $z(x, y)$.

EJEMPLO 12-2 Diferencial total contra diferencial parcial

Considere aire a 300 K y 0.86 m^3/kg. El estado del aire cambia a 302 K y 0.87 m^3/kg como resultado de una perturbación. Utilizando la ecuación 12-3, estime el cambio en la presión del aire.

Solución La temperatura y el volumen específico del aire cambian ligeramente durante un proceso. Se debe determinar el cambio resultante en la presión.

Suposición El aire es un gas ideal.

Análisis En sentido estricto, la ecuación 12-3 es válida para cambios diferenciales en variables. Sin embargo, puede utilizarse con una exactitud razonable si estos cambios son pequeños. Los cambios en T y v, respectivamente, se expresan como

$$dT \cong \Delta T = (302 - 300)\ \text{K} = 2\ \text{K}$$

y

$$dv \cong \Delta v = (0.87 - 0.86)\ \text{m}^3/\text{kg} = 0.01\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Un gas ideal obedece la relación $Pv = RT$. Resolviendo para P se obtiene

$$P = \frac{RT}{v}$$

Observe que R es la constante y que $P = P(T, v)$. Aplicando la ecuación 12-3 y usando valores promedio para T y v:

$$dP = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T dv = \frac{R\,dT}{v} - \frac{RT\,dv}{v^2}$$

$$= (0.287\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})\left[\frac{2\ \text{K}}{0.865\ \text{m}^3/\text{kg}} - \frac{(301\ \text{K})(0.01\ \text{m}^3/\text{kg})}{(0.865\ \text{m}^3/\text{kg})^2}\right]$$

$$= 0.664\ \text{kPa} - 1.155\ \text{kPa}$$

$$= \mathbf{-0.491\ kPa}$$

Por consiguiente, la presión disminuirá en 0.491 kPa como resultado de esta perturbación. Observe que si la temperatura se hubiera mantenido constante ($dT = 0$), la presión disminuiría en 1.155 kPa debido al aumento de 0.01 m^3/kg en el volumen específico. Sin embargo, si el volumen específico se hubiera mantenido constante ($dv = 0$), la presión aumentaría en 0.664 kPa como resultado del aumento en la temperatura de 2 K (Fig. 12-5). Es decir,

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dT = (\partial P)_v = 0.664\ \text{kPa}$$

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T dv = (\partial P)_T = -1.155\ \text{kPa}$$

y

$$dP = (\partial P)_v + (\partial P)_T = 0.664 - 1.155 = -0.491\ \text{kPa}$$

Comentario Desde luego, se podría resolver con facilidad (y exactitud) este problema si se calcula la presión a partir de la relación de gas ideal $P = RT/v$ en el estado final (302 K y 0.87 m^3/kg) y en el estado inicial (300 K y 0.86 m^3/kg), y tomando su diferencia. Esto produce −0.491 kPa, que es exactamente el valor obtenido antes. De modo que las pequeñas cantidades finitas (2 K, 0.01 m^3/kg) pueden aproximarse como cantidades diferenciales con precisión razonable.

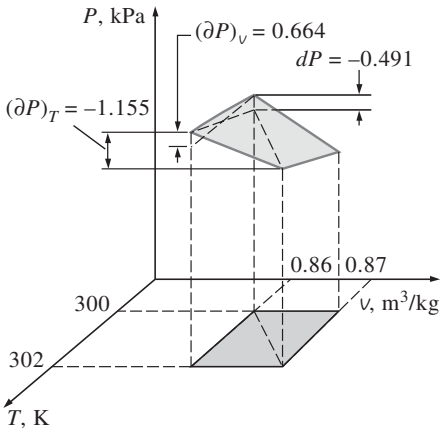


Figura 12-5

Representación geométrica de la perturbación analizada en el ejemplo 12-2.

Relaciones de derivadas parciales

Ahora se reescribe la ecuación 12-3 como

$$dz = M\,dx + N\,dy \tag{12-4}$$

donde

$$M = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \quad \text{y} \quad N = \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x$$

Al tomar la derivada parcial de M respecto a y, y de N con respecto a x, se obtiene

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \frac{\partial^2 z}{\partial x\,\partial y} \quad \text{y} \quad \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y = \frac{\partial^2 z}{\partial y\,\partial x}$$

El orden de la derivación no tiene importancia para las propiedades, dado que son funciones de punto continuas y tienen derivadas exactas. Por consiguiente, las dos relaciones anteriores son idénticas:

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y \tag{12-5}$$

Ésta es una relación importante para las derivadas parciales, y se emplea en cálculo para probar si una diferencial dz es exacta o inexacta. En termodinámica, esta relación representa la base para el desarrollo de relaciones de Maxwell, que se estudian en la sección siguiente.

Por último, se desarrollan dos relaciones importantes para las derivadas parciales: relaciones de reciprocidad y cíclica. La función $z = z(x, y)$ también se expresa como $x = x(y, z)$ si y y z se toman como variables independientes. En ese caso, la dierencial total de x se convierte, a partir de la ecuación 12-3, en

$$dx = \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z dy + \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y dz \tag{12-6}$$

Si se elimina dx al combinar las ecuaciones 12-3 y 12-6, se obtiene

$$dz = \left[\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x\right] dy + \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y dz$$

Al reacomodar,

$$\left[\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x\right] dy = \left[1 - \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y\right] dz \tag{12-7}$$

Las variables y y z son independientes entre sí y, en consecuencia, pueden variar de forma independiente. Por ejemplo, y puede mantenerse constante ($dy = 0$), y z puede variar sobre un intervalo de valores ($dz \neq 0$). Para que esta ecuación siempre sea válida, los términos entre corchetes deben ser iguales a cero, sin que importen los valores de y y z. Al igualar a cero los términos en cada corchete se obtiene

$$\left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y = 1 \rightarrow \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y = \frac{1}{(\partial z/\partial x)_y} \tag{12-8}$$

$$\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z = -\left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x \rightarrow \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z \left(\frac{\partial y}{\partial z}\right)_x \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y = -1 \tag{12-9}$$

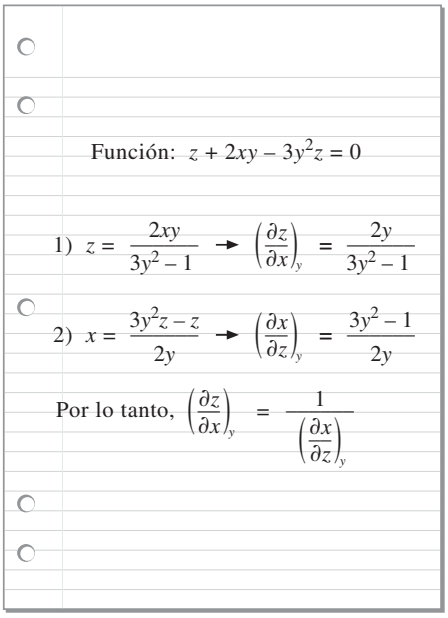


Figura 12-6
Demostración de la relación de reciprocidad para la función $z + 2xy - 3y^2z = 0$.

La primera relación recibe el nombre de **relación de reciprocidad** y muestra que la inversa de una derivada parcial es igual a su recíproco (Fig. 12-6). La segunda relación se denomina **relación cíclica** y se usa con frecuencia en termodinámica.

EJEMPLO 12-3 **Comprobación de relaciones cíclicas y de reciprocidad**

Utilizando la ecuación de estado de gas ideal, verifique *a*) la relación cíclica y *b*) la relación de reciprocidad a una P constante.

Solución Se deben verificar las relaciones de reciprocidad y cíclica para un gas ideal.

Análisis La ecuación de estado de gas ideal $Pv = RT$ incluye las tres variables P, v y T. Cualesquiera dos pueden tomarse como variables independientes, y la tercera como variable dependiente.

a) Si se sustituye x, y y z en la ecuación 12-9 por P, v y T, respectivamente, la relación cíclica para un gas ideal puede expresarse como

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_v = -1$$

donde

$$P = P(v, T) = \frac{RT}{v} \rightarrow \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T = -\frac{RT}{v^2}$$

$$v = v(P, T) = \frac{RT}{P} \rightarrow \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \frac{R}{P}$$

$$T = T(P, v) = \frac{Pv}{R} \rightarrow \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_v = \frac{v}{R}$$

Al sustituir da

$$\left(-\frac{RT}{v^2}\right)\left(\frac{R}{P}\right)\left(\frac{v}{R}\right) = -\frac{RT}{Pv} = -1$$

que es el resultado deseado.

b) La regla de reciprocidad para un gas ideal a P = constante se expresa como

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \frac{1}{(\partial T\ \partial v)_P}$$

Si se efectúan las derivaciones, al sustituir se obtiene

$$\frac{R}{P} = \frac{1}{P/R} \rightarrow \frac{R}{P} = \frac{R}{P}$$

De este modo, se ha completado la demostración.

12-2 ▪ Relaciones de Maxwell

Las ecuaciones que relacionan las derivadas parciales de las propiedades P, v, T y s de un sistema simple compresible entre sí se llaman *relaciones de Maxwell*. Se obtienen a partir de las cuatro ecuaciones de Gibbs, explotando la exactitud de las diferenciales de las propiedades termodinámicas.

Dos de las relaciones de Gibbs que se dedujeron en el capítulo 7 se expresaron como

$$du = T\,ds - P\,dv \tag{12-10}$$

$$dh = T\,ds + v\,dP \tag{12-11}$$

Las otras relaciones de Gibbs se basan en dos nuevas combinaciones de propiedades: la **función de Helmholtz** a y la **función de Gibbs** g, definidas como:

$$a = u - Ts \tag{12-12}$$

$$g = h - Ts \tag{12-13}$$

Al derivar se obtiene

$$da = du - T\,ds - s\,dT$$

$$dg = dh - T\,ds - s\,dT$$

Si se simplifican las relaciones anteriores con las ecuaciones 12-10 y 12-11, se obtienen las otras relaciones de Gibbs para sistemas simples compresibles:

$$da = -s\,dT - P\,dv \tag{12-14}$$

$$dg = -s\,dT + v\,dP \tag{12-15}$$

Un examen cuidadoso de las cuatro relaciones de Gibbs presentadas antes revela que ellas son de la forma

$$dz = M\,dx + N\,dy \tag{12-4}$$

con

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y \tag{12-5}$$

puesto que u, h, a y g son propiedades y por lo tanto tienen diferenciales exactas. Aplicando la ecuación 12-5 a cada una de ellas se obtiene

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial P}{\partial s}\right)_v \tag{12-16}$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_P \tag{12-17}$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \tag{12-18}$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \tag{12-19}$$

Éstas se denominan **relaciones de Maxwell** (Fig. 12-7). Son de gran valor en la termodinámica porque brindan un medio para determinar el cambio en la entropía, que no es posible medir directamente, a partir de la medición de los cambios en las propiedades P, v y T. Note que las relaciones de Maxwell que acaban de exponerse se limitan a sistemas simples compresibles. Sin embargo, otras relaciones similares se escriben con la misma facilidad para sistemas no simples como los que incluyen efectos eléctricos, magnéticos y de otro tipo.

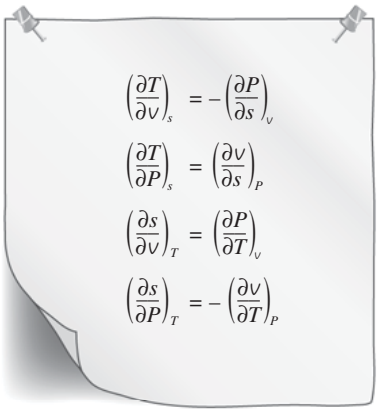


Figura 12-7
Las relaciones de Maxwell son extremadamente valiosas en el análisis termodinámico.

EJEMPLO 12-4 **Comprobación de relaciones de Maxwell**

Compruebe la validez de la última relación de Maxwell (Ec. 12-19) para vapor de agua a 250 °C y 300 kPa.

Solución Se comprobará la validez de la última relación de Maxwell para el estado del vapor especificado.

Análisis La última relación de Maxwell establece que para una sustancia simple compresible, el cambio de la entropía con la presión a temperatura constante es igual al negativo del cambio en el volumen específico con la temperatura a presión constante.

Si hubiera relaciones analíticas explícitas para la entropía y el volumen específico del vapor de agua en términos de otras propiedades, se podría verificar fácilmente lo anterior efectuando las derivadas indicadas. No obstante, lo único que hay para el vapor de agua son las tablas de propiedades indicadas a ciertos intervalos. Por consiguiente, el único curso posible para resolver este problema consiste en sustituir las cantidades diferenciales en la ecuación 12-19 con las cantidades finitas correspondientes, usando los valores de propiedades de las tablas (tabla A-6 en este caso) en el estado especificado o uno cercano.

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T \stackrel{?}{=} -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

$$\left(\frac{\Delta s}{\Delta P}\right)_{T = 250\ ^\circ\text{C}} \stackrel{?}{\cong} -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_{P = 300\ \text{kPa}}$$

$$\left[\frac{s_{400\ \text{kPa}} - s_{200\ \text{kPa}}}{(400 - 200)\ \text{kPa}}\right]_{T = 250\ ^\circ\text{C}} \stackrel{?}{\cong} -\left[\frac{v_{300\ ^\circ\text{C}} - v_{200\ ^\circ\text{C}}}{(300 - 200)\ ^\circ\text{C}}\right]_{P = 300\ \text{kPa}}$$

$$\frac{(7.3804 - 7.7100)\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}}{(400 - 200)\ \text{kPa}} \stackrel{?}{\cong} -\frac{(0.87535 - 0.71643)\ \text{m}^3/\text{kg}}{(300 - 200)\ ^\circ\text{C}}$$

$$-0.00165\ \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K} \cong -0.00159\ \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K}$$

puesto que kJ = kPa · m^3 y K ≡ °C para diferencias de temperatura. Los dos valores están dentro de un margen de 4 por ciento uno respecto del otro. Esta diferencia se debe a la sustitución de cantidades diferenciales por finitas relativamente grandes. Con base en una buena coincidencia entre los valores calculados concluimos que, en apariencia, el vapor de agua satisface la ecuación 12-19 en el estado especificado.

Comentario Este ejemplo muestra que el cambio en la entropía de un sistema compresible simple durante un proceso isotérmico se determina a partir del conocimiento de las propiedades fácilmente medibles P, v y T aisladas.

12-3 ▪ La ecuación de Clapeyron

Las relaciones de Maxwell tienen implicaciones de largo alcance para la investigación en la termodinámica y con frecuencia se utilizan para deducir relaciones termodinámicas útiles. La ecuación de Clapeyron es una de esas relaciones, y permite determinar el cambio de entalpía asociado con un cambio de fase (como la entalpía de vaporización h_{fg}) a partir sólo del conocimiento de datos de P, v y T.

Considere la tercera relación de Maxwell, ecuación 12-18:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T$$

Durante un proceso de cambio de fase, la presión es la de saturación, que depende sólo de la temperatura y es independiente del volumen específico. Es

decir, $P_{sat} = f(T_{sat})$. Por lo tanto, la derivada parcial $(\partial P/\partial T)_v$ puede expresarse como la derivada total $(dP/dT)_{sat}$, que es la pendiente de la curva de saturación sobre un diagrama *P-T* en el estado de saturación especificado (Fig. 12-8). Esta pendiente no depende del volumen específico, por lo que puede tratarse como una constante durante la integración de la ecuación 12-18 entre los dos estados de saturación a la misma temperatura. En un proceso isotérmico de cambio de fase líquido-vapor, por ejemplo, la integración produce

$$s_g - s_f = \left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} (v_g - v_f) \tag{12-20}$$

o bien

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \frac{s_{fg}}{v_{fg}} \tag{12-21}$$

Durante este proceso, la presión también permanece constante. En consecuencia, a partir de la ecuación 12-11,

$$dh = T\,ds + v\,\overset{\nearrow 0}{dP} \rightarrow \int_f^g dh = \int_f^g T\,ds \rightarrow h_{fg} = Ts_{fg}$$

Si se sustituye este resultado en la ecuación 12-21, se obtiene

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \frac{h_{fg}}{Tv_{fg}} \tag{12-22}$$

la cual se define como **ecuación de Clapeyron** en honor al ingeniero y físico francés E. Clapeyron (1799-1864). Ésta es una importante relación termodinámica dado que permite determinar la entalpía de vaporización h_{fg} a una temperatura determinada, midiendo simplemente la pendiente de la curva de saturación en un diagrama *P-T* y el volumen específico del líquido saturado y del vapor saturado a la temperatura dada.

La ecuación de Clapeyron es aplicable a cualquier proceso de cambio de fase que suceda a temperatura y presión constantes. Se expresa en una forma general como

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \frac{h_{12}}{Tv_{12}} \tag{12-23}$$

donde los subíndices 1 y 2 indican las dos fases.

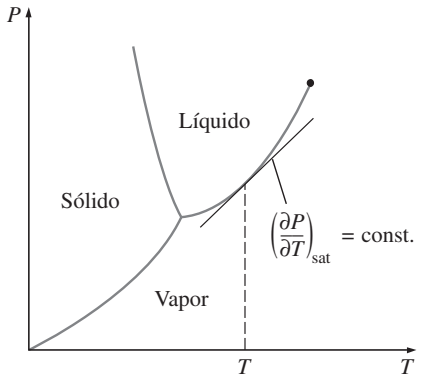


Figura 12-8
La pendiente de la curva de saturación en un diagrama *P-T* es constante a *T* o *P* constante.

EJEMPLO 12-5 Cálculo de h_{fg} de una sustancia a partir de datos *P-v-T*

Mediante la ecuación de Clapeyron, estime el valor de la entalpía de vaporización del refrigerante 134a a 20 °C, y compárelo con el valor tabulado.

Solución Se debe determinar el h_{fg} del refrigerante 134a usando la ecuación de Clapeyron.

Análisis De la ecuación 12-22

$$h_{fg} = Tv_{fg}\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat}$$

donde, de acuerdo con la tabla A-11,

$$v_{fg} = (v_g - v_f)_{\text{a } 20\,^\circ\text{C}} = 0.036012 - 0.0008160 = 0.035196\ \text{m}^3/\text{kg}$$

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{\text{sat},20\,^\circ\text{C}} \cong \left(\frac{\Delta P}{\Delta T}\right)_{\text{sat},20\,^\circ\text{C}} = \frac{P_{\text{sat a } 24\,^\circ\text{C}} - P_{\text{sat a } 16\,^\circ\text{C}}}{24\,^\circ\text{C} - 16\,^\circ\text{C}}$$

$$= \frac{646.18 - 504.58\ \text{kPa}}{8\,^\circ\text{C}} = 17.70\ \text{kPa/K}$$

puesto que $\Delta T(^\circ\text{C}) \equiv \Delta T(\text{K})$. Al sustituir se obtiene

$$h_{fg} = (293.15\ \text{K})(0.035196\ \text{m}^3/\text{kg})(17.70\ \text{kPa/K})\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3}\right)$$

$$= \mathbf{182.62\ kJ/kg}$$

El valor tabulado de h_{fg} a 20 °C es 182.33 kJ/kg. La pequeña diferencia entre ambos valores se debe a la aproximación utilizada al determinar la pendiente de la curva de saturación a 20 °C.

La ecuación de Clapeyron puede simplificarse para cambios de fase líquido-vapor y sólido-vapor con algunas aproximaciones. A bajas presiones, $v_g \gg v_f$, por lo que $v_{fg} \cong v_g$. Si se considera el vapor como un gas ideal, se tiene $v_g = RT/P$. Al sustituir estas aproximaciones en la ecuación 12-22, se encuentra

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{\text{sat}} = \frac{Ph_{fg}}{RT^2}$$

o bien

$$\left(\frac{dP}{P}\right)_{\text{sat}} = \frac{h_{fg}}{R}\left(\frac{dT}{T^2}\right)_{\text{sat}}$$

En pequeños intervalos de temperatura, h_{fg} puede considerarse como una constante en algún valor promedio. Entonces, al integrar esta ecuación entre los dos estados de saturación se obtiene

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{sat}} \cong \frac{h_{fg}}{R}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)_{\text{sat}} \qquad \textbf{(12-24)}$$

Esta ecuación se llama **ecuación de Clapeyron-Clausius**, y puede emplearse para determinar la variación de la presión de saturación con la temperatura. También se utiliza en la región sólido-vapor cuando se sustituye h_{fg} por h_{ig} (la entalpía de sublimación) de la sustancia.

EJEMPLO 12-6 Extrapolación de datos tabulados con la ecuación de Clapeyron

Estime la presión de saturación del refrigerante 134a a −50 °F, con los datos disponibles en las tablas de refrigerante.

Solución Se va a determinar la presión de saturación del refrigerante 134a usando otros datos tabulados.

Análisis La tabla A-11E incluye datos de saturación a temperaturas de −40 °F y valores superiores. Por consiguiente, se debe recurrir a otras fuentes o usar

extrapolación para obtener datos de saturación a temperaturas inferiores. La ecuación 12-24 brinda una manera inteligente para extrapolar:

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{sat}} \cong \frac{h_{fg}}{R}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)_{\text{sat}}$$

En este caso, $T_1 = -40$ °F y $T_2 = -50$ °F. Para el refrigerante 134a, $R = 0.01946$ Btu/lbm · R. También, en la tabla A-11E a -40 °F, se lee $h_{fg} = 97.100$ Btu/lbm y $P_1 = P_{\text{sat a } -40\,^\circ\text{F}} = 7.432$ psia. Al sustituir estos valores en la ecuación 12-24 se obtiene

$$\ln\left(\frac{P_2}{7.432\ \text{psia}}\right) \cong \frac{97.100\ \text{Btu/lbm}}{0.01946\ \text{Btu/lbm} \cdot \text{R}}\left(\frac{1}{420\ \text{R}} - \frac{1}{410\ \text{R}}\right)$$

$$P_2 \cong \mathbf{5.56\ psia}$$

Por lo tanto, según la ecuación 12-24, la presión de saturación del refrigerante 134a a -50 °F es 5.56 psia. El valor real, obtenido de otra fuente, es 5.506 psia. De manera que el valor predicho por la ecuación 12-24 presenta un error de aproximadamente 1 por ciento, que es bastante aceptable para la mayor parte de los propósitos. (Si se hubiera usado una extrapolación lineal se habría obtenido 5.134 psia, lo cual tiene un error de 7 por ciento.)

12-4 ▪ Relaciones generales para *du*, *dh*, *ds*, c_v y c_p

El postulado de estado estableció que el estado de un sistema simple compresible se especifica por completo mediante dos propiedades intensivas independientes. Por consiguiente, al menos en teoría, se debe ser capaz de calcular todas las propiedades de un sistema en cualquier estado una vez que se presenten dos propiedades intensivas independientes. Esto es una buena noticia para las propiedades que no pueden medirse de manera directa como la energía interna, la entalpía y la entropía. Pero el cálculo correcto de estas propiedades a partir de las medibles depende de la disponibilidad de relaciones simples y precisas entre los dos grupos.

En esta sección se desarrollan relaciones generales para cambios en la energía interna, la entalpía y la entropía en términos sólo de presión, volumen específico, temperatura y calores específicos. También algunas relaciones generales incluirán calores específicos. Las relaciones obtenidas permitirán determinar los *cambios* en estas propiedades. Los valores de las propiedades en los estados especificados sólo pueden determinarse después de que se elige un estado de referencia, cuya elección es del todo arbitraria.

Cambios en la energía interna

Elija la energía como una función de T y v; esto es, $u = u(T, v)$ y tome su diferencial total (Ec. 12-3),

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv$$

Con la definición de c_v se tiene

$$du = c_v\, dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv \qquad \textbf{(12-25)}$$

Ahora elija la entropía como una función de T y v; esto es, $s = s(T, v)$ y tome su diferencial total

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T dv \tag{12-26}$$

Si sustituye en la relación $T\,ds$, $du = T\,ds - P\,dv$ produce

$$du = T\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v dT + \left[T\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T - P\right] dv \tag{12-27}$$

Al igualar los coeficientes de dT y dv en las ecuaciones 12-25 y 12-27, resulta

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v = \frac{c_v}{T}$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T - P \tag{12-28}$$

Al utilizar la tercera relación de Maxwell (Ec. 12-18), se obtiene

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P$$

Al sustituir esto en la ecuación 12-25 se obtiene la relación deseada para du:

$$du = c_v\,dT + \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right] dv \tag{12-29}$$

El cambio en la energía interna de un sistema compresible simple asociado con un cambio de estado de (T_1, v_1) a (T_2, v_2) se determina mediante integración:

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v\,dT + \int_{v_1}^{v_2} \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right] dv \tag{12-30}$$

Cambios de entalpía

La relación general para dh se determina exactamente de la misma manera. Esta vez elija la entalpía como una función de T y P, es decir, $h = h(T, P)$, y tome su diferencial total,

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T dP$$

Con la definición de c_p, se obtiene

$$dh = c_p\,dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T dP \tag{12-31}$$

Ahora elija la entropía como una función de T y P, esto es, $s = s(T, P)$, y tome su diferencial total,

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T dP \tag{12-32}$$

Sustituyendo esto en la relación de $T\,ds$, $dh = T\,ds + v\,dP$ produce

$$dh = T\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P dT + \left[v + T\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T\right] dP \tag{12-33}$$

Al igualar los coeficientes de dT y dP en las ecuaciones 12-31 y 12-33, se obtiene

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P = \frac{c_p}{T}$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T = v + T\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T \quad \textbf{(12-34)}$$

Al utilizar la cuarta relación de Maxwell (Ec. 12-19) se obtiene

$$\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T = v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

Al sustituir en la ecuación 12-31, se llega a la relación deseada para dh:

$$dh = c_p\, dT + \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] dP \quad \textbf{(12-35)}$$

El cambio en la entalpía de un sistema simple compresible asociado con un cambio de estado de (T_1, P_1) a (T_2, P_2) se determina mediante integración:

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p\, dT + \int_{P_1}^{P_2} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] dP \quad \textbf{(12-36)}$$

En realidad, sólo se necesita determinar ya sea $u_2 - u_1$ de la ecuación 12-30, o bien, $h_2 - h_1$ de la ecuación 12-36, según la que sea más adecuada para los datos que se disponga. La otra puede determinarse sin ninguna dificultad mediante la definición de entalpía $h = u + Pv$:

$$h_2 - h_1 = u_2 - u_1 + (P_2 v_2 - P_1 v_1) \quad \textbf{(12-37)}$$

Cambios de entropía

Aquí se desarrollan dos relaciones generales para los cambios de entropía de un sistema simple compresible.

La primera relación se obtiene al sustituir la primera derivada parcial en la diferencial total de ds (Ec. 12-26) por la ecuación 12-28, y la segunda derivada parcial por la tercera relación de Maxwell (Ec. 12-18), lo que produce

$$ds = \frac{c_v}{T}\, dT + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv \quad \textbf{(12-38)}$$

y

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v}{T}\, dT + \int_{v_1}^{v_2} \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv \quad \textbf{(12-39)}$$

La segunda relación se obtiene sustituyendo la primera derivada parcial en la diferencial total de ds (Ec. 12-32) por la ecuación 12-34, y la segunda derivada parcial por la cuarta relación de Maxwell (Ec. 12-19), lo que resulta

$$ds = \frac{c_P}{T}\, dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP \quad \textbf{(12-40)}$$

y

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p}{T}\, dT - \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP \quad \textbf{(12-41)}$$

Cualquiera de ellas sirve para determinar el cambio de entropía. La elección adecuada dependerá de los datos disponibles.

Calores específicos c_v y c_p

Recuerde que los calores específicos de un gas ideal dependen sólo de la temperatura. Para una sustancia pura, sin embargo, los calores específicos dependen del volumen específico o la presión, así como de la temperatura. En seguida se presenta el desarrollo de algunas relaciones generales para relacionar los calores específicos de una sustancia con la presión, el volumen específico y la temperatura.

A bajas presiones, los gases se comportan como gases ideales y sus calores específicos dependen sólo de la temperatura. Dichos calores se conocen como *calores específicos de presión cero* o *de gas ideal* (denotados por c_{v0} y c_{p0}) y son relativamente fáciles de determinar. Por ello, es deseable tener algunas relaciones generales que permitan calcular los calores específicos a presiones más altas (o volúmenes específicos más bajos) a partir del conocimiento de c_{v0} y c_{p0} y del comportamiento P-v-T de la sustancia. Las relaciones se obtienen aplicando la prueba de exactitud (Ec. 12-5) en las ecuaciones 12-38 y 12-40, lo cual produce

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v \tag{12-42}$$

y

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial P}\right)_T = -T\left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P \tag{12-43}$$

La desviación de c_p respecto de c_{p0} con la presión creciente, por ejemplo, se determina integrando la ecuación 12-43 desde una presión igual a cero hasta una presión P a lo largo de una trayectoria isotérmica:

$$(c_p - c_{p0})_T = -T\int_0^P \left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P dP \tag{12-44}$$

La integración en el lado derecho sólo requiere conocer el comportamiento P-v-T de la sustancia. La notación indica que v debe derivarse dos veces respecto de T, mientras P se mantiene constante. La expresión resultante debe integrarse respecto de P, mientras que T se mantiene constante.

Otra relación general deseable que implica calores específicos es la que vincula los dos calores específicos c_p y c_v. La ventaja de esa relación es clara: es necesario determinar sólo un calor específico (casi siempre c_p) y calcular el otro mediante esa relación y los datos P-v-T de la sustancia. Se inicia el desarrollo de tal relación al igualar las dos relaciones ds (ecuaciones 12-38 y 12-40) y despejando dT:

$$dT = \frac{T(\partial P/\partial T)_v}{c_p - c_v}dv + \frac{T(\partial v/\partial T)_P}{c_p - c_v}dP$$

Al elegir $T = T(v, P)$ y derivando, se obtiene

$$dT = \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_P dv + \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_v dP$$

La igualación del coeficiente, ya sea de dv o dP, de las dos ecuaciones anteriores produce el resultado deseado:

$$c_p - c_v = T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \tag{12-45}$$

Una forma alternativa de esta relación se obtiene con la relación cíclica:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_P \left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T = -1 \rightarrow \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T$$

Al sustituir el resultado en la ecuación 12-45, se obtiene:

$$c_p - c_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2 \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T \quad \textbf{(12-46)}$$

Esta relación se expresa en términos de otras dos propiedades termodinámicas llamadas **expansividad volumétrica** β y la **compresibilidad isotérmica** α, las cuales se definen como (Fig. 12-9)

$$\beta = \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \quad \textbf{(12-47)}$$

y

$$\alpha = -\frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T \quad \textbf{(12-48)}$$

Al sustituir estas dos relaciones en la ecuación 12-46, se obtiene una tercera relación general para $c_p - c_v$:

$$c_p - c_v = \frac{vT\beta^2}{\alpha} \quad \textbf{(12-49)}$$

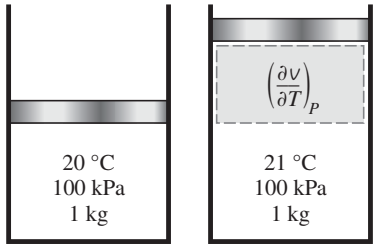
Ésta recibe el nombre de **relación de Mayer** en honor al médico y físico alemán J. R. Mayer (1814-1878). Es posible extraer varias conclusiones de esta ecuación:

1. La compresibilidad isotérmica α es una cantidad positiva para todas las sustancias en cualquier fase. La expansividad volumétrica podría ser negativa para algunas sustancias (como el agua líquida por debajo de 4 °C), pero su cuadrado siempre es positivo o cero. La temperatura T en esta relación es la temperatura termodinámica, la cual es también positiva. Por lo tanto, se puede concluir que, *el calor específico a presión constante siempre es mayor o igual que el calor específico a volumen constante*:

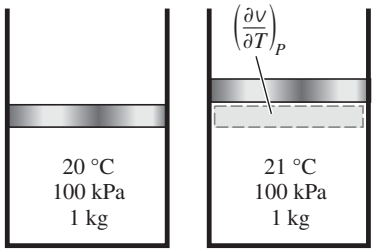
$$c_p \geq c_v \quad \textbf{(12-50)}$$

2. La diferencia entre c_p y c_v se aproxima a cero a medida que la temperatura absoluta se acerca a cero.

3. Los dos calores específicos son idénticos para sustancias realmente incompresibles puesto que v = constante. La diferencia entre los dos calores específicos es muy pequeña y suele ignorarse para sustancias que son *casi* incompresibles, como los líquidos y los sólidos.



a) Una sustancia con una β grande



b) Una sustancia con una β pequeña

Figura 12-9

La expansividad volumétrica (llamada también *coeficiente de expansión volumétrica*) es una medida del cambio en el volumen con la temperatura a presión constante.

EJEMPLO 12-7 Cambio en la energía interna de un gas de Van der Waals

Obtenga una relación para el cambio de la energía interna de un gas que obedece a la ecuación de estado de Van der Waals. Suponga que en el intervalo de interés, c_v varía de acuerdo con la relación $c_v = c_1 + c_2 T$, donde c_1 y c_2 son constantes.

Solución Se debe obtener una relación para el cambio en energía interna de un gas de Van der Waals.

Análisis El cambio en la energía interna de cualquier sistema simple compresible en cualquier fase durante cualquier proceso puede determinarse a partir de la ecuación 12-30:

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v\, dT + \int_{v_1}^{v_2} \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P \right] dv$$

La ecuación de estado de Van der Waals se expresa como

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2}$$

Entonces,

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \frac{R}{v - b}$$

Por lo tanto,

$$T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P = \frac{RT}{v - b} - \frac{RT}{v - b} + \frac{a}{v^2} = \frac{a}{v^2}$$

Al sustituir resulta

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} (c_1 + c_2 T)\, dT + \int_{v_1}^{v_2} \frac{a}{v^2}\, dv$$

Al integrar se obtiene

$$u_2 - u_1 = c_1(T_2 - T_1) + \frac{c_2}{2}(T_2^2 - T_1^2) + a\left(\frac{1}{v_1} - \frac{1}{v_2}\right)$$

que es la relación deseada.

EJEMPLO 12-8 Energía interna como una función exclusiva de la temperatura

Demuestre que la energía interna de *a*) un gas ideal y *b*) una sustancia incompresible es función exclusiva de la temperatura, $u = u(T)$.

Solución Hay que mostrar que $u = u(T)$ para gases ideales y sustancias incompresibles.

Análisis El cambio diferencial en la energía interna de un sistema general simple compresible está dado por la ecuación 12-29 como

$$du = c_v\, dT + \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P \right] dv$$

a) Para un gas ideal $Pv = RT$. Entonces,

$$T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P = T\left(\frac{R}{v}\right) - P = P - P = 0$$

Por lo tanto,

$$du = c_v\, dT$$

Para completar la prueba, es necesario mostrar que c_v no es una función de v. Esto se hace con la ayuda de la ecuación 12-42:

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v$$

Para un gas ideal $P = RT/v$. Entonces

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \frac{R}{v} \quad \text{y} \quad \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v = \left[\frac{\partial (R/v)}{\partial T}\right]_v = 0$$

Por lo tanto,

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = 0$$

lo cual establece que c_v no cambia con el volumen específico. Es decir, c_v no es una función del volumen específico. Por consiguiente, la energía interna de un gas ideal es sólo una función de la temperatura (Fig. 12-10).

b) Para una sustancia incompresible, v = constante, por lo tanto $dv = 0$. Además de la ecuación 12-49, $c_p = c_v = c$ ya que $\alpha = \beta = 0$ para sustancias incompresibles. En ese caso, la ecuación 12-29 se reduce a

$$du = c\, dT$$

De nuevo se necesita demostrar que el calor específico c depende tan sólo de la temperatura, y no de la presión o el volumen específico. Esto resulta fácil con la ayuda de la ecuación 12-43:

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial P}\right)_T = -T\left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P = 0$$

puesto que v = constante. Por ende, la energía interna de una sustancia realmente incompresible depende únicamente de la temperatura.

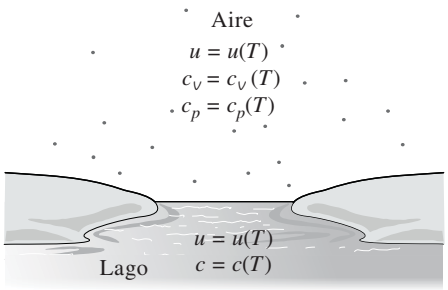


Figura 12-10

Las energías internas y los calores específicos de gases ideales y sustancias incompresibles dependen sólo de la temperatura.

EJEMPLO 12-9 La diferencia de calor específico de un gas ideal

Demuestre que $c_p - c_v = R$ para un gas ideal.

Solución Se debe demostrar que la diferencia de calores específicos para un gas ideal es igual a su constante de gas.

Análisis Esta relación se prueba sin dificultades mostrando que el lado derecho de la ecuación 12-46 es equivalente a la constante de gas R del gas ideal:

$$c_p - c_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2 \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T$$

$$P = \frac{RT}{v} \rightarrow \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T = -\frac{RT}{v^2} = \frac{P}{v}$$

$$v = \frac{RT}{P} \rightarrow \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2 = \left(\frac{R}{P}\right)^2$$

Al sustituir,

$$-T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2 \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T = -T\left(\frac{R}{P}\right)^2 \left(-\frac{P}{v}\right) = R$$

Por consiguiente,

$$c_p - c_v = R$$

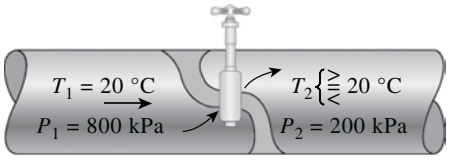


Figura 12-11

La temperatura de un fluido puede aumentar, disminuir o permanecer constante durante un proceso de estrangulamiento.

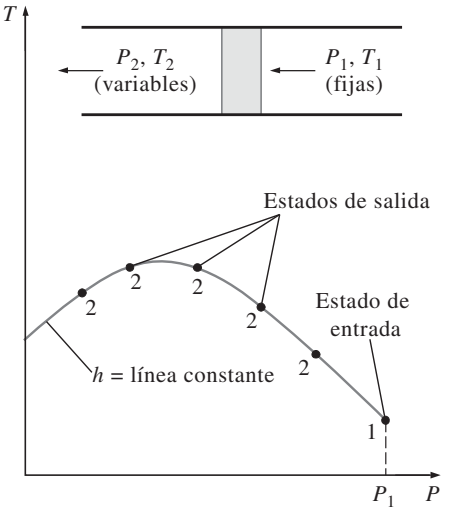


Figura 12-12

El desarrollo de una línea de h = constante en un diagrama *P-T*.

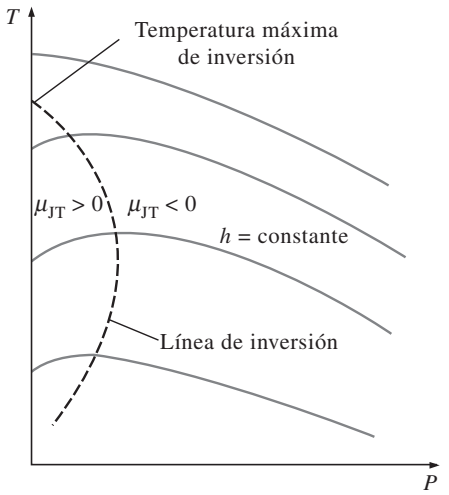


Figura 12-13

Líneas de entalpía constante de una sustancia en un diagrama *T-P*.

12-5 ▪ El coeficiente de Joule-Thomson

Cuando un fluido pasa por un obstáculo como un tapón poroso, un tubo capilar o una válvula ordinaria, disminuye su presión. Como se mostró en el capítulo 5, la entalpía del fluido permanece aproximadamente constante durante tal proceso de estrangulamiento. Se recordará que un fluido puede experimentar una reducción considerable de su temperatura debido al estrangulamiento, lo que constituye la base de operación en los refrigeradores y en la mayor parte de los acondicionadores de aire. Sin embargo, esto no siempre sucede. La temperatura del fluido puede permanecer invariable o es posible incluso que aumente durante un proceso de estrangulamiento (Fig. 12-11).

El comportamiento de la temperatura de un fluido durante un proceso de estrangulamiento (h = constante) está descrito por el **coeficiente de Joule-Thomson**, definido como

$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h \tag{12-51}$$

El coeficiente de Joule-Thomson es una medida del cambio en la temperatura con la presión durante un proceso de entalpía constante. Observe que si

$$\mu_{JT}\begin{cases} < 0 & \text{la temperatura aumenta} \\ = 0 & \text{la temperatura permanece constante} \\ > 0 & \text{la temperatura disminuye} \end{cases}$$

durante un proceso de estrangulamiento.

Un examen cuidadoso de la ecuación con la que se define, revela que el coeficiente de Joule-Thomson representa la pendiente de las líneas h = constante en un diagrama *T-P*. Dichos diagramas pueden construirse con facilidad a partir de mediciones de temperatura y presión durante los procesos de estrangulamiento. Un fluido a temperatura y presión fijas T_1 y P_1 (en consecuencia, de entalpía fija) es obligado a fluir por un tapón poroso, y se miden las reducciones de su temperatura y presión (T_2 y P_2). El experimento se repite para tapones porosos de diferentes tamaños, cada uno de ellos con un conjunto diferente de T_2 y P_2. Al graficar las temperaturas con las presiones se obtiene una línea de h = constante sobre un diagrama *T-P*, como se muestra en la figura 12-12. Con la repetición del experimento para diferentes conjuntos de presión y temperatura de entrada y graficando los resultados, se construye un diagrama *T-P* para una sustancia con varias líneas de h = constante, tal como se indica en la figura 12-13.

Algunas líneas de entalpía constante en el diagrama *T-P* contienen un punto de pendiente cero o coeficiente de Joule-Thomson cero. La línea que pasa por estos puntos recibe el nombre de **línea de inversión**, y la temperatura en un punto donde la línea de entalpía constante interseca la línea de inversión se conoce como **temperatura de inversión**. La temperatura es la intersección de la línea $P = 0$ (eje de ordenadas) y la parte superior de la línea de inversión recibe el nombre de **temperatura máxima de inversión**. Observe que la pendiente de las líneas de h = constante son negativas ($\mu_{JT} < 0$) en estados a la derecha de la línea de inversión, y positivas ($\mu_{JT} > 0$) a la izquierda de ésta.

Un proceso de estrangulamiento se desarrolla a lo largo de una línea de entalpía constante en la dirección de la presión decreciente, es decir, de derecha a izquierda. Por lo tanto, la temperatura de un fluido aumentará durante un proceso de estrangulamiento que sucede al lado derecho de la línea de inversión. Sin embargo, la temperatura del fluido disminuirá durante un proceso de estrangulamiento que se lleva a cabo en el lado izquierdo de la línea de inversión. Es claro, de acuerdo con este diagrama, que un efecto de enfria-

miento no puede alcanzarse mediante estrangulamiento a menos que el fluido se encuentre por debajo de su máxima temperatura de inversión. Esto presenta un problema para sustancias cuya máxima temperatura de inversión se encuentre muy por debajo de la temperatura ambiente. En el caso del hidrógeno, por ejemplo, la máxima temperatura de inversión es de −68 °C. Por tal razón el hidrógeno debe enfriarse por debajo de esta temperatura si se desea lograr algún enfriamiento adicional mediante estrangulamiento.

A continuación se desarrolla una relación general para el coeficiente de Joule-Thomson en términos de los calores específicos, la presión, el volumen y la temperatura. Esto se logra con facilidad modificando la relación generalizada para el cambio de entalpía (Ec. 12-35)

$$dh = c_p\,dT + \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right] dP$$

Para un proceso de h = constante tenemos $dh = 0$. Así, esta ecuación puede reacomodarse para dar

$$-\frac{1}{c_p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right] = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h = \mu_{\text{JT}} \qquad \textbf{(12-52)}$$

que es la relación deseada. De este modo, el coeficiente de Joule-Thomson se determina a partir del conocimiento del calor específico a presión constante, y del comportamiento P-v-T de la sustancia. Desde luego, también es posible predecir el calor específico a presión constante de una sustancia utilizando el coeficiente de Joule-Thomson, el cual se determina de una forma relativamente sencilla, con los datos P-v-T de la sustancia.

EJEMPLO 12-10 **Coeficiente de Joule-Thomson de un gas ideal**

Demuestre que el coeficiente de Joule-Thomson de un gas ideal es cero.

Solución Se debe mostrar que $\mu_{\text{JT}} = 0$ para un gas ideal.
Análisis Para un gas ideal, $v = RT/P$, y por ello

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \frac{R}{P}$$

Al sustituir esto en la ecuación 12-52 se produce

$$\mu_{\text{JT}} = \frac{-1}{c_p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right] = \frac{-1}{c_p}\left[v - T\frac{R}{P} \right] = -\frac{1}{c_p}(v - v) = 0$$

Comentario Este resultado no sorprende porque la entalpía de un gas ideal es una función exclusiva de la temperatura, $h = h(T)$, lo cual requiere que la temperatura permanezca constante cuando la entalpía permanece constante. Por lo tanto, un proceso de estrangulamiento no es útil para enfriar un gas ideal (Fig. 12-14).

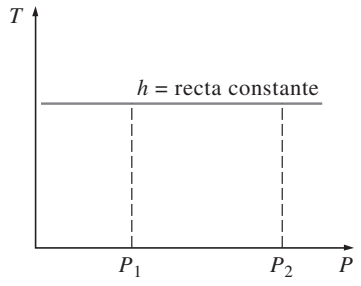


Figura 12-14
La temperatura de un gas ideal permanece constante durante un proceso de estrangulamiento puesto que las rectas h = constante y T = constante coinciden en un diagrama T-P.

12-6 ▪ Las Δh, Δu y Δs de gases reales

Se ha mencionado varias veces que los gases a bajas presiones se comportan como gases ideales y que obedecen la relación $Pv = RT$. Las propiedades de los gases ideales son relativamente fáciles de evaluar, pues las propiedades u, h, c_v y c_p dependen sólo de la temperatura. A altas presiones, sin embargo, los gases se desvían de manera considerable del comportamiento de gas ideal y

es necesario tomar en cuenta esta desviación. En el capítulo 3 se consideró la desviación en las propiedades P, v y T usando ecuaciones de estado más complejas, o calculando el factor de compresibilidad Z a partir de diagramas de compresibilidad. Ahora se extiende el análisis para calcular los cambios en la entalpía, la energía interna y la entalpía de gases no ideales (reales), utilizando las relaciones generales para du, dh y ds desarrolladas anteriormente.

Cambios en la entalpía de gases reales

La entalpía de un gas real, en general, depende de la presión y de la temperatura. Por ello, el cambio de entalpía de un gas real durante un proceso puede calcularse a partir de la relación general para dh (Ec. 12-36)

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p\, dT + \int_{P_1}^{P_2} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right] dP$$

donde P_1, T_1 y P_2, T_2 son las presiones y temperaturas del gas en los estados inicial y final, respectivamente. Para un proceso isotérmico, $dT = 0$ y el primer término se elimina. Para un proceso a presión constante, $dP = 0$ y el segundo término desaparece.

Las propiedades son funciones de punto, de modo que el cambio en una propiedad entre dos estados específicos es el mismo, sin que importe la trayectoria de proceso que se siga. Este hecho puede aprovecharse para simplificar la integración de la ecuación 12-36. Considere, por ejemplo, el proceso mostrado en un diagrama T-s en la figura 12-15. El cambio de entalpía durante este proceso $h_2 - h_1$ se determina efectuando las integraciones en la ecuación 12-36 a lo largo de una trayectoria que se compone de dos líneas isotérmicas (T_1 = constante y T_2 = constante) y una línea isobárica (P_0 = constante), en lugar de la trayectoria del proceso real, según se observa en la figura 12-15.

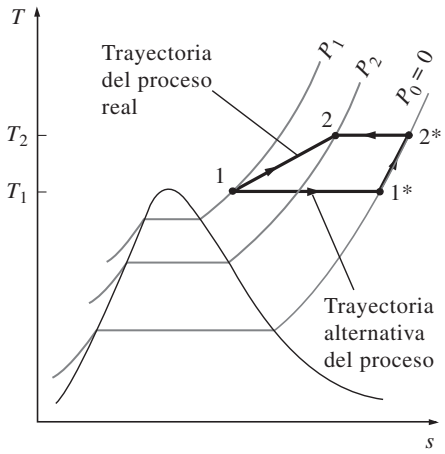


Figura 12-15
Una trayectoria alternativa del proceso para calcular los cambios de entalpía de gases reales.

Aunque este enfoque aumenta el número de integraciones, también las simplifica, dado que ahora una propiedad permanece constante durante cada parte del proceso. La presión P_0 puede elegirse para que sea muy baja o cero, de manera que el gas se trate como un gas ideal durante el proceso de P_0 = constante. Utilizando un superíndice asterisco (*), para denotar un estado de gas ideal, es posible expresar el cambio de entalpía de un gas real durante el proceso 1-2 como

$$h_2 - h_1 = (h_2 - h_2^*) + (h_2^* - h_1^*) + (h_1^* - h_1) \qquad \textbf{(12-53)}$$

donde, a partir de la ecuación 12-36, se tiene

$$h_2 - h_2^* = 0 + \int_{P_2^*}^{P_2} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right]_{T=T_2} dP = \int_{P_0}^{P_2} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right]_{T=T_2} dP \qquad \textbf{(12-54)}$$

$$h_2^* - h_1^* = \int_{T_1}^{T_2} c_p\, dT + 0 = \int_{T_1}^{T_2} c_{p0}(T)\, dT \qquad \textbf{(12-55)}$$

$$h_1^* - h_1 = 0 + \int_{P_1}^{P_1^*} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right]_{T=T_1} dP = -\int_{P_0}^{P_1} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right]_{T=T_1} dP \qquad \textbf{(12-56)}$$

La diferencia entre h y h^* recibe el nombre de **desviación de entalpía** y representa la variación de la entalpía de un gas con la presión a una temperatura fija. Para calcular la desviación de entalpía es necesario conocer el comportamiento P-v-T del gas. Si se carece de esa información, se debe usar la relación $Pv = ZRT$, donde Z es el factor de compresibilidad. Si se sustituye

$v = ZRT/P$ y se simplifica la ecuación 12-56, se puede escribir la desviación de entalpía a cualquier temperatura T y presión P como

$$(h^* - h)_T = -RT^2 \int_0^P \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \frac{dP}{P}$$

La ecuación anterior se generaliza expresándola en términos de las coordenadas reducidas, empleando $T = T_{cr}T_R$ y $P = P_{cr}P_R$. Luego de algunos arreglos, la desviación de entalpía se expresa en una forma adimensional como:

$$Z_h = \frac{(\bar{h}^* - \bar{h})_T}{R_u T_{cr}} = T_R^2 \int_0^{P_R} \left(\frac{\partial Z}{\partial T_R}\right)_{P_R} d(\ln P_R) \qquad \textbf{(12-57)}$$

donde Z_h es el **factor de desviación de entalpía**. La integral en la ecuación anterior se resuelve gráfica o numéricamente con datos de la carta de compresibilidad para diversos valores de P_R y T_R. Los valores de Z_h se representan en forma gráfica como función de P_R y T_R en la figura A-29. Esta última se denomina **carta generalizada de desviación de entalpía**, y se utiliza para determinar la desviación de la entalpía de un gas a unas P y T dadas, a partir de la entalpía de un gas ideal a la misma T. Al reemplazar h^* por h_{ideal}, con fines de claridad, la ecuación 12-53 para el cambio de entalpía de un gas durante un proceso 1-2 se reescribe como

$$\bar{h}_2 - \bar{h}_1 = (\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{ideal} - R_u T_{cr}(Z_{h_2} - Z_{h_1}) \qquad \textbf{(12-58)}$$

o

$$h_2 - h_1 = (h_2 - h_1)_{ideal} - RT_{cr}(Z_{h_2} - Z_{h_1}) \qquad \textbf{(12-59)}$$

donde los valores de Z_h se determinan de la carta generalizada de desviación de entalpía, y la ecuación $(\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{ideal}$ se determina con base en las tablas de gas ideal. Observe que los últimos términos en el lado derecho son cero para un gas ideal.

Cambios de energía interna de gases ideales

El cambio en la energía interna de un gas real se determina relacionándolo como el cambio de entalpía mediante la definición $\bar{h} = \bar{u} + P\bar{v} = \bar{u} + ZR_uT$:

$$\bar{u}_2 - \bar{u}_1 = (\bar{h}_2 - \bar{h}_1) - R_u(Z_2T_2 - Z_1T_1) \qquad \textbf{(12-60)}$$

Cambios de entropía de gases reales

El cambio en la entropía de un gas real se determina con un enfoque similar al usado antes para el cambio de entalpía. No obstante, existe cierta diferencia en la derivación, debido a la dependencia que mantiene la entropía del gas ideal respecto de la presión, así como de la temperatura.

La relación general para ds se expresó como (Ec. 12-41):

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p}{T} dT - \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP$$

donde P_1, T_1 y P_2, T_2 son las presiones y las temperaturas del gas en los estados iniciales y finales, respectivamente. El pensamiento que viene a la mente en este punto conduce a efectuar las integraciones en la ecuación anterior a lo largo, primero, de una línea con T_1 = constante hasta la presión cero; luego, a lo largo de la línea $P = 0$ hasta T_2, y por último, a lo largo de la línea

con T_2 = constante hasta P_2, como se hizo para el caso de la entalpía. Sin embargo, este enfoque no resulta adecuado para los cálculos de cambio de entropía, puesto que incluye el valor de la entropía a presión cero, que es infinito. Es posible evitar esta dificultad si se elige una trayectoria diferente (aunque más compleja) entre los dos estados, como se indica en la figura 12-16. Entonces el cambio de entropía se expresa como

$$s_2 - s_1 = (s_2 - s_b^*) + (s_b^* - s_2^*) + (s_2^* - s_1^*) + (s_1^* - s_a^*) + (s_a^* - s_1) \qquad \textbf{(12-61)}$$

Los estados 1 y 1* son idénticos ($T_1 = T_1^*$ y $P_1 = P_1^*$), y lo mismo sucede con los estados 2 y 2*. Se supone que el gas se comporta como uno ideal en los estados imaginarios 1* y 2*, así como en los estados entre los dos. Por lo tanto, el cambio de entropía durante el proceso 1* a 2* se determina a partir de las relaciones de cambio de entropía para gases ideales. Sin embargo, el cálculo del cambio de entropía entre un estado real y el correspondiente estado imaginario de gas ideal es más complejo y requiere el uso de carta generalizada de desviación de entalpía, como se explica a continuación.

Considere un gas a presión P y temperatura T. Para determinar qué tan diferente podría ser la entropía de este gas si fuera un gas ideal a la misma temperatura y presión, considere un proceso isotérmico del estado real P, T hasta la presión cero (o cercana a cero) y de regreso al estado imaginario de gas ideal P^*, T^* (denotado por el superíndice *), como se muestra en la figura 12-16. El cambio de entropía durante este proceso isotérmico puede expresarse como

$$\begin{aligned}(s_P - s_P^*)_T &= (s_P - s_0^*)_T + (s_0^* - s_P^*)_T \\ &= -\int_0^P \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP - \int_P^0 \left(\frac{\partial v^*}{\partial T}\right)_P dP\end{aligned}$$

donde $v = ZRT/P$ y $v^* = v_{\text{ideal}} = RT/P$. Efectuando las derivadas y reacomodando se obtiene

$$(s_P - s_P^*)_T = \int_0^P \left[\frac{(1 - Z)R}{P} - \frac{RT}{P}\left(\frac{\partial Zr}{\partial T}\right)_P\right] dP$$

Si se sustituye $T = T_{\text{cr}}T_R$ y $P = P_{\text{cr}}P_R$ y reacomodando, la desviación de entropía puede expresarse en una forma adimensional como

$$Z_s = \frac{(\bar{s}^* - \bar{s})_{T,P}}{R_u} = \int_0^{P_R} \left[Z - 1 + T_R\left(\frac{\partial Z}{\partial T_R}\right)_{P_R}\right] d(\ln P_R) \qquad \textbf{(12-62)}$$

La diferencia $(\bar{s}^* - \bar{s})_{T,P}$ se denomina **desviación de entropía** y Z_s es el **factor de desviación de entropía**. La integral en la ecuación anterior puede efectuarse con datos de la carta de compresibilidad. Los valores de Z_s se presentan en forma gráfica como una función de P_R y T_R en la figura A-30. Esta gráfica recibe el nombre de **carta generalizada de desviación de entalpía**; se utiliza para determinar la desviación de la entropía de un gas a unas P y T dadas de la entropía de un gas ideal a las mismas P y T. Si se sustituye s^* por s_{ideal}, para mayor claridad, es posible reescribir la ecuación 12-61 para el cambio de entropía de un gas durante un proceso 1-2 como

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = (\bar{s}_2 - \bar{s}_1)_{\text{ideal}} - R_u(Z_{s_2} - Z_{s_1}) \qquad \textbf{(12-63)}$$

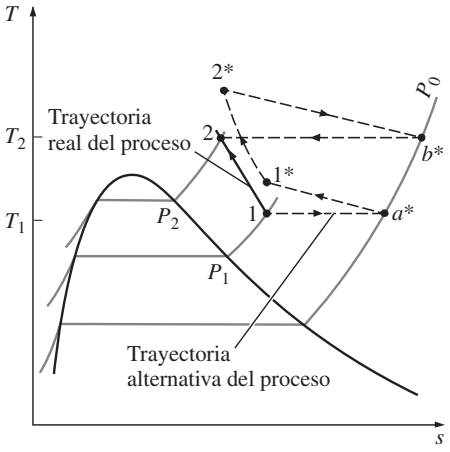


Figura 12-16

Una trayectoria alternativa del proceso para evaluar los cambios de entropía de gases reales durante el proceso 1-2.

o

$$s_2 - s_1 = (s_2 - s_1)_{\text{ideal}} - R(Z_{s_2} - Z_{s_1}) \qquad \textbf{(12-64)}$$

donde los valores de Z_s se determinan a partir de la carta generalizada de desviación de entalpía, y el cambio de entropía $(s_2 - s_1)_{\text{ideal}}$ se determina a partir de las relaciones de gas ideal para el cambio de entropía. Observe que los últimos términos en el lado derecho son cero en el caso de un gas ideal.

EJEMPLO 12-11 Análisis termodinámico con propiedades de gases no ideales

Se comprime isotérmicamente propano en un dispositivo de cilindro-émbolo de 200 °F y 200 psia a 800 psia (Fig. 12-17). Usando las cartas generalizadas, determine el trabajo realizado y la transferencia de calor por unidad de masa de propano.

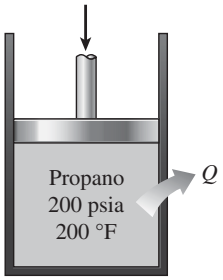


Figura 12-17
Esquema para el ejemplo 12-11.

Solución Se comprime isotérmicamente propano en un dispositivo de cilindro-émbolo. Se deben determinar el trabajo realizado y la transferencia de calor usando cartas generalizadas.

Suposiciones **1** El proceso de conversión es de cuasiequilibrio. **2** Los cambios en la energía potencial y en la cinética son despreciables.

Análisis La temperatura y la presión críticas del propano son $T_{\text{cr}} = 665.9$ R y $P_{\text{cr}} = 617$ psia (tabla A-1E), respectivamente. El propano permanece cerca de su temperatura crítica, y se comprime a una presión superior a su valor crítico. Por lo tanto, se espera que el propano se desvíe de su comportamiento de gas ideal, por lo cual debe tratarse como gas real.

Los factores de desviación de entalpía y de compresibilidad del propano en los estados inicial y final se determinan a partir de las cartas generalizadas (Figs. A-29 y A-15), como

$$\left.\begin{aligned} T_{R_1} &= \frac{T_1}{T_{\text{cr}}} = \frac{660\ \text{R}}{665.9\ \text{R}} = 0.991 \\ P_{R_1} &= \frac{P_1}{P_{\text{cr}}} = \frac{200\ \text{psia}}{617\ \text{psia}} = 0.324 \end{aligned}\right\} \rightarrow Z_{h_1} = 0.37 \text{ y } Z_1 = 0.88$$

y

$$\left.\begin{aligned} T_{R_2} &= \frac{T_2}{T_{\text{cr}}} = \frac{660\ \text{R}}{665.9\ \text{R}} = 0.991 \\ P_{R_2} &= \frac{P_2}{P_{\text{cr}}} = \frac{800\ \text{psia}}{617\ \text{psia}} = 1.297 \end{aligned}\right\} \rightarrow Z_{h_2} = 4.2 \text{ y } Z_2 = 0.22$$

Como aproximación, tratando el propano como gas real con $Z_{\text{prom}} = (Z_1 + Z_2)/2 = (0.88 + 0.22)/2 = 0.55$ se obtiene

$$Pv = ZRT \cong Z_{\text{prom}}RT = C = \text{constante}$$

Entonces el trabajo en la frontera resulta

$$\begin{aligned} w_{b,\text{ent}} &= -\int_1^2 P\,dv = -\int_1^2 \frac{C}{v}\,dv = -C \ln \frac{v_2}{v_1} = -Z_{\text{prom}}RT \ln \frac{Z_2RT/P_2}{Z_1RT/P_1} \\ &= -Z_{\text{prom}}RT \ln \frac{Z_2P_1}{Z_1P_2} \\ &= -(0.55)(0.04504\ \text{Btu/lbm} \cdot \text{R})(660\ \text{R}) \ln \frac{(0.22)(200\ \text{psia})}{(0.88)(800\ \text{psia})} \\ &= \mathbf{45.3\ Btu/lbm} \end{aligned}$$

Asimismo,

$$h_2 - h_1 = RT_{cr}(Z_{h_1} - Z_{h_2}) + \overbrace{(h_2 - h_1)_{ideal}}^{\to 0}$$
$$= (0.04504 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R})(665.9 \text{ R})(0.37 - 4.2) + 0$$
$$= -114.9 \text{ Btu/lbm}$$

$$u_2 - u_1 = (h_2 - h_1) - R(Z_2T_2 - Z_1T_1)$$
$$= (-114.9 \text{ Btu/lbm}) - (0.04504 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R})$$
$$\times [(0.22)(660 \text{ R}) - (0.88)(660 \text{ R})]$$
$$= -95.3 \text{ Btu/lbm}$$

Entonces la transferencia de calor durante este proceso se determina a partir de la ecuación de balance de energía en sistema cerrado para el dispositivo de cilindro-émbolo como

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E_{sistema}$$
$$q_{ent} + w_{b,ent} = \Delta u = u_2 - u_1$$
$$q_{ent} = (u_2 - u_1) - w_{b,ent} = -95.3 - 45.3 = -140.6 \text{ Btu/lbm}$$

El signo negativo indica rechazo de calor. Por lo tanto, la transferencia de calor hacia fuera del sistema durante este proceso es

$$q_{sal} = \mathbf{140.6 \text{ Btu/lbm}}$$

Comentario Observe que si se hubiera usado la suposición de gas ideal para el propano, las magnitudes del trabajo de frontera y de la transferencia de calor habrían sido los mismos (41.2 Btu/lbm). Por lo tanto, la aproximación de gas ideal subestimaría el trabajo de frontera en 9 por ciento y la transferencia de calor en 71 por ciento.

RESUMEN

Algunas propiedades termodinámicas se miden de modo directo, pero muchas otras no. Por ello, es necesario desarrollar algunas relaciones entre estos dos grupos a manera de que puedan calcularse las propiedades que no sean factibles de medición directa. Las deducciones se basan en el hecho de que las propiedades son funciones de punto, en tanto que el estado de un sistema simple compresible queda especificado por completo por cualquiera de las dos propiedades intensivas independientes.

Las ecuaciones que relacionan entre sí las derivadas parciales de las propiedades P, v, T y s de una sustancia simple compresible, reciben el nombre de *relaciones de Maxwell*. Se obtienen a partir de las *cuatro ecuaciones de Gibbs*, expresadas como

$$du = T\,ds - P\,dv$$
$$dh = T\,ds + v\,dP$$
$$da = -s\,dT - P\,dv$$
$$dg = -s\,dT + v\,dP$$

Las *relaciones de Maxwell* son

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial P}{\partial s}\right)_v$$
$$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_P$$
$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v$$
$$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

La *ecuación de Clapeyron* permite determinar el cambio de entalpía asociado con un cambio de fase a partir del conocimiento sólo de datos para P, v y T. Se expresa como

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \frac{h_{fg}}{Tv_{fg}}$$

En procesos de cambio de fase líquido-vapor y sólido-vapor a presiones bajas, puede aproximarse como

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{sat}} \cong \frac{h_{fg}}{R}\left(\frac{T_2 - T_1}{T_1 T_2}\right)_{\text{sat}}$$

Los cambios en la energía interna, la entalpía y la entropía de una sustancia simple compresible se expresan en términos únicamente de la presión, el volumen específico, la temperatura y los calores específicos como

$$du = c_v\,dT + \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right]dv$$

$$dh = c_p\,dT + \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right]dP$$

$$ds = \frac{c_v}{T}\,dT + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv$$

o

$$ds = \frac{c_p}{T}\,dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP$$

Para calores específicos, existen las siguientes relaciones generales:

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v$$

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial P}\right)_T = -T\left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P$$

$$c_{p,T} - c_{p0,T} = -T\int_0^P \left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P dP$$

$$c_p - c_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2 \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T$$

$$c_p - c_v = \frac{vT\beta^2}{\alpha}$$

donde β es la *expansividad volumétrica* y α es la *compresibilidad isotérmica*, definidas como

$$\beta = \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \quad \text{y} \quad \alpha = -\frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T$$

La diferencia $c_p - c_v$ es igual a R para gases ideales y cero para sustancias incompresibles.

El comportamiento de la temperatura de un fluido durante un proceso de estrangulamiento (h = constante) se describe mediante el *coeficiente de Joule-Thomson*, que se define como

$$\mu_{\text{JT}} = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h$$

El coeficiente de Joule-Thomson es una medida del cambio en la temperatura de una sustancia con presión durante un proceso a entalpía constante, y puede expresarse también como

$$\mu_{\text{JT}} = -\frac{1}{c_p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right]$$

Los cambios de entalpía, energía interna y entropía de gases reales pueden ser determinados con precisión utilizando *cartas generalizadas de desviación de entalpía* o *entropía*, para tomar en cuenta la desviación respecto del comportamiento de gas ideal mediante las siguientes relaciones:

$$\bar{h}_2 - \bar{h}_1 = (\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{\text{ideal}} - R_u T_{\text{cr}}(Z_{h_2} - Z_{h_1})$$

$$\bar{u}_2 - \bar{u}_1 = (\bar{h}_2 - \bar{h}_1) - R_u(Z_2 T_2 - Z_1 T_1)$$

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = (\bar{s}_2 - \bar{s}_1)_{\text{ideal}} - R_u(Z_{s_2} - Z_{s_1})$$

donde los valores de Z_h y Z_s se definen a partir de las cartas generalizadas.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, 3a. ed. Nueva York: Wiley, 2006.

2. K. Wark, Jr. *Advanced Thermodynamics for Engineers*. Nueva York: McGraw-Hill, 1995.

PROBLEMAS*

Derivadas parciales y relaciones asociadas

12-1C ¿En qué se distinguen las derivadas parciales y las derivadas ordinarias?

12-2C Considere una función $z(x, y)$ y su derivada parcial $(\partial z/\partial y)_x$. ¿En qué condiciones esta derivada parcial es igual a la derivada total dz/dy?

12-3C Considere una función $z(x, y)$ y su derivada parcial $(\partial z/\partial y)_x$. Si esta derivada parcial es igual a cero para todos los valores de x, ¿qué indica esto?

12-4C Considere la función $z(x, y)$, sus derivadas parciales $(\partial z/\partial x)_y$ y $(\partial z/\partial y)_x$ y la derivada total dz/dx.

a) ¿Cómo se comparan las magnitudes $(\partial x)_y$ y dx?
b) ¿Cómo se comparan las magnitudes $(\partial z)_y$ y dz?
c) ¿Hay alguna relación entre dz, $(\partial z)_x$ y $(\partial z)_y$?

12-5 Considere aire a 350 K y 0.75 m^3/kg. Usando la ecuación 12-3, determine el cambio en la presión correspondiente a un aumento de *a*) 1 por ciento en la temperatura a volumen específico constante, *b*) 1 por ciento en el volumen específico

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono ☯ son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

a temperatura constante y *c*) 1 por ciento tanto en la temperatura como en el volumen específico.

12-6 Repita el problema 12-5 para helio.

12-7 El gas nitrógeno a 400 K y 300 kPa se comporta como un gas ideal. Estime el c_p y el c_v del nitrógeno en este estado, usando datos de entalpía y energía interna de la tabla A-18, y compárelos con los valores listados en la tabla A-2*b*).

12-8E El gas nitrógeno a 800 R y 50 psia se comporta como un gas ideal. Estime el c_p y el c_v del nitrógeno en este estado, usando datos de entalpía y energía interna de la tabla A-18E, y compárelos con los valores listados en la tabla A-2E*b*).

Respuestas: 0.250 Btu/lbm · R, 0.179 Btu/lbm · R

12-9 Considere un gas ideal a 300 K y 100 kPa. Como resultado de alguna perturbación, las condiciones del gas cambian a 305 K y 96 kPa. Estime el cambio en el volumen específico del gas usando *a*) la ecuación 12-3 y *b*) la relación de gas ideal en cada estado.

12-10 Usando la ecuación de estado $P(v - a) = RT$, compruebe *a*) la relación cíclica y *b*) la relación de reciprocidad a v constante.

12-11 Deduzca una relación para la pendiente de las líneas v = constante en un diagrama *T-P* para un gas que obedece la ecuación de estado de Van der Waals. *Respuesta:* $(v - b)/R$

Las relaciones de Maxwell

12-12 Compruebe la validez de la última relación de Maxwell (ecuación 12-19) para el refrigerante 134a a 50 °C y 0.7 MPa.

12-13 Reconsidere el problema 12-12. Usando software EES (u otro), verifique la validez de la última relación de Maxwell para el refrigerante 134a en el estado especificado.

12-14E Compruebe la validez de la última relación de Maxwell (ecuación 12-19) para vapor de agua a 600 °F y 275 psia.

12-15 Usando las relaciones de Maxwell, determine una relación para $(\partial s/\partial P)_T$ para un gas cuya ecuación de estado es $P(v - b) = RT$. *Respuesta:* $-R/P$

12-16 Usando las relaciones de Maxwell, determine una relación para $(\partial s/\partial v)_T$ para un gas cuya ecuación de estado es $(P - a/v^2)(v - b) = RT$.

12-17 Usando las relaciones de Maxwell y la ecuación de estado de gas ideal, determine una relación para $(\partial s/\partial v)_T$ para un gas ideal. *Respuesta:* R/v

12-18 Pruebe que $\left(\dfrac{\partial P}{\partial T}\right)_s = \dfrac{k}{k-1}\left(\dfrac{\partial P}{\partial T}\right)_v$.

La ecuación de Clapeyron

12-19C ¿Cuál es el valor de la ecuación de Clapeyron en la termodinámica?

12-20C ¿La ecuación de Clapeyron implica alguna aproximación o es exacta?

12-21 Mediante la ecuación de Clapeyron, estime la entalpía de vaporización del refrigerante 134a a 40 °C, y compárela con el valor tabulado.

12-22 Reconsidere el problema 12-21 y con ayuda del software EES (u otro), grafique la entalpía de vaporización del refrigerante 134a en función de la temperatura sobre el rango de temperaturas de −20 a 80 °C utilizando la ecuación de Clapeyron y los datos del refrigerante 134a en el EES. Discuta sus resultados.

12-23 Usando la ecuación de Clapeyron, estime la entalpía de vaporización del agua a 300 kPa y compárela al valor tabulado.

12-24E Determine la h_{fg} del refrigerante 134a a 10 °F sobre la base de *a*) la ecuación de Clapeyron y *b*) la ecuación de Clapeyron-Clausius. Compare sus resultados con el valor tabulado de h_{fg}.

12-25E 0.5 lbm de vapor saturado se convierte en líquido saturado al enfriarse en un dispositivo pesado de cilindro-émbolo que se mantiene a 50 psia. Durante la conversión de fase, el volumen del sistema disminuye en 1.5 pies^3, se remueven 250 Btu de calor, y la temperatura permanece fija a 15 °F. Estime la temperatura de punto de ebullición de esta sustancia cuando su presión es de 60 psia. *Respuesta:* 480 R.

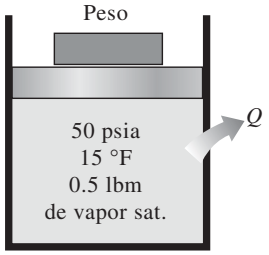


Figura P12-25E

12-26E Estime la presión de saturación P_{sat} de la sustancia del problema 12-25E cuando su temperatura es de 20 °F.

12-27E Estime el s_{fg} de la sustancia del problema 12-25E a 15 °C. *Respuesta:* 1.05 Btu/lbm · R

12-28E Una tabla de propiedades del cloruro de metilo muestra la presión de saturación como 116.7 psia a 100 °F. A 100 °F, esta tabla muestra también h_{fg} = 154.85 Btu/lbm y v_{fg} = 0.86332 pies^3/lbm. Estime la presión de saturación P_{sat} del cloruro de metilo a 90 °F y 110 °F.

12-29 Utilizando la ecuación de Clapeyron-Clausius y los datos del punto triple del agua, estime la presión de sublimación del agua a −30 °C y compárela con el valor en la tabla A-8.

12-30 Demuestre que $c_{p,g} - c_{p,f} = T\left(\dfrac{\partial (h_{fg}/T)}{\partial T}\right)_P + v_{fg}\left(\dfrac{\partial P}{\partial T}\right)_{sat}$.

Relaciones generales para *du*, *dh*, *ds*, c_v y c_p

12-31C ¿Se puede determinar la variación del calor específico c_p con la presión a una temperatura dada conociendo sólo los datos de *P-v-T*?

12-32 Estime la expansividad volumétrica β y la compresibilidad isotérmica α del refrigerante 134a a 200 kPa y 30 °C.

12-33E Estime la diferencia de calores específicos $c_p - c_v$ para agua líquida a 15 MPa y 80 °C.
Respuesta: 0.32 kJ/kg · K

12-34 Determine el cambio en la energía interna del aire, en kJ/kg, cuando sufre un cambio de estado de 100 kPa y 20 °C a 600 kPa y 300 °C, usando la ecuación de estado $P(v - a) = RT$, donde $a = 0.01$ m^3/kg, y compare el resultado con el valor obtenido usando la ecuación de estado para gas ideal.

12-35 Determine el cambio en la entalpía del aire, en kJ/kg, cuando sufre un cambio de estado de 100 kPa y 34 °C a 800 kPa y 420 °C usando la ecuación de estado $P(v - a) = RT$ donde $a = 0.01$ m^3/kg, y compare el resultado con el valor obtenido usando la ecuación de estado para gas ideal.
Respuestas: 404 kJ/kg, 397 kJ/kg

12-36 Determine el cambio en la entropía del aire, en kJ/kg, cuando sufre un cambio de estado de 100 kPa y 20 °C a 600 kPa y 300 °C, usando la ecuación de estado $P(v - a) = RT$, donde $a = 0.01$ m^3/kg, y compare el resultado con el valor obtenido usando la ecuación de estado para gas ideal.

12-37 Determine el cambio en la energía interna del helio, en kJ/kg, cuando sufre un cambio de estado de 100 kPa y 20 °C a 600 kPa y 300 °C, usando la ecuación de estado $P(v - a) = RT$, donde $a = 0.01$ m^3/kg, y compare el resultado con el valor obtenido usando la ecuación de estado para gas ideal.

12-38 Determine el cambio en la entalpía del helio, en kJ/kg, cuando sufre un cambio de estado de 150 kPa y 20 °C a 750 kPa y 380 °C, usando la ecuación de estado $P(v - a) = RT$, donde $a = 0.01$ m^3/kg, y compare el resultado con el valor obtenido usando la ecuación de estado de gas ideal.

12-39 Determine el cambio en la entropía del helio, en kJ/kg, cuando sufre un cambio de estado de 100 kPa y 20 °C a 600 kPa y 300 °C, usando la ecuación de estado $P(v - a) = RT$, donde $a = 0.01$ m^3/kg, y compare el resultado con el valor obtenido usando la ecuación de estado para gas ideal.
Respuestas: −0.239 kJ/kg · K, −0.239 kJ/kg · K

12-40 Deduzca expresiones para *a*) Δu, *b*) Δh y *c*) Δs para un proceso isotérmico de gas cuya ecuación de estado es $P(v - a) = RT$. *Respuestas: a)* 0, *b)* $a(P_2 - P_1)$, *c)* $-R \ln (P_2/P_1)$

12-41 Derive las presiones para *a*) Δu, *b*) Δh y *c*) Δs para un gas que obedece a la ecuación de Van der Waals de estado para un proceso isotérmico.

12-42 Derive una expresión para la diferencia de calores específicos $c_p - c_v$ para *a*) un gas ideal, *b*) un gas Van der Waals y *c*) una sustancia incompresible.

12-43 Demuestre que $c_p - c_v = T\left(\dfrac{\partial P}{\partial T}\right)_v \left(\dfrac{\partial v}{\partial T}\right)_P$.

12-44 La temperatura se puede definir alternativamente como

$$T = \left(\frac{\partial u}{\partial s}\right)_v$$

Pruebe que esta definición reduce a cero el cambio neto de entropía de dos sistemas de volumen constante llenos de sustancias simples compresibles cuando los dos sistemas se acercan al equilibrio térmico.

12-45 Derive una relación para la expansividad volumétrica β y la compresibilidad isotérmica α *a*) para un gas ideal y *b*) para un gas cuya ecuación de estado es $P(v - a) = RT$.

12-46 Deduzca una expresión para la compresibilidad isotérmica de una sustancia cuya ecuación de estado es

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v(v + b)T^{1/2}}$$

donde a y b son constantes empíricas.

12-47 Deduzca una expresión para la expansividad volumétrica de una sustancia cuya ecuación de estado es

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2 T}$$

donde a y b son constantes empíricas.

12-48 Demuestre que $\beta = \alpha(\partial P/\partial T)_v$.

12-49 Demuestre que $k = \dfrac{c_p}{c_v} = -\dfrac{v\alpha}{(\partial v/\partial P)_s}$.

12-50 La función de Helmholtz de una sustancia tiene la forma

$$a = -RT \ln \frac{v}{v_0} - cT_0\left(1 - \frac{T}{T_0} + \frac{T}{T_0} \ln \frac{T}{T_0}\right)$$

donde T_0 y v_0 son la temperatura y el volumen específico en el estado de referencia. Muestre cómo obtener P, h, s, c_v y c_p a partir de esta expresión.

12-51 Demuestre que la entalpía de un gas ideal sólo está en función de la temperatura y que en el caso de una sustancia incompresible también depende de la presión.

El coeficiente de Joule-Thomson

12-52C ¿Qué representa el coeficiente de Joule-Thomson?

12-53C Describa la línea de inversión y la temperatura máxima de inversión.

12-54C La presión de un fluido siempre disminuye durante un proceso adiabático de estrangulación. ¿Sucede lo mismo con la temperatura?

12-55C ¿El coeficiente de Joule-Thomson de una sustancia cambia con la temperatura a presión fija?

12-56C ¿Cambiará la temperatura del helio si se estrangula adiabáticamente de 300 K y 600 kPa a 150 kPa?

12-57E Estime el coeficiente de Joule-Thomson del nitrógeno a *a*) 120 psia y 350 R, y *b*) 1 200 psia y 700 R. Use las propiedades del nitrógeno de EES o de otra fuente.

12-58E Reconsidere el problema 12-57E. Usando el software EES (u otro), grafique el coeficiente de Joule-Thomson para nitrógeno en un rango de presión de

100 a 1 500 psia, a los valores de entalpía 100, 175 y 225 Btu/lbm. Explique los resultados.

12-59 Se estrangula vapor de agua desde 2 MPa y 500 °C a una presión ligeramente más pequeña. ¿La temperatura del vapor aumentará, disminuirá o seguirá igual durante este proceso?

12-60 Estime el coeficiente de Joule-Thomson para vapor a *a*) 3 MPa y 300 °C y *b*) 6 MPa y 500 °C.

12-61E Estime el coeficiente de Joule-Thomson para refrigerante 134a a 40 psia y 60 °F. *Respuesta:* 0.317 R/psia

12-62 Demuestre que el coeficiente de Joule-Thomson está dado por

$$\mu = \frac{T^2}{c_p}\left[\frac{\partial(v/T)}{\partial T}\right]_P.$$

12-63 Considere un gas cuya ecuación de estado es $P(v - a) = RT$, donde a es una constante positiva. ¿Es posible enfriar este gas mediante estrangulamiento?

12-64 Derive una relación para el coeficiente Joule-Thomson y la temperatura de inversión para un gas cuya ecuación de estado es $(P + a/v^2)v = RT$.

Los *dh*, *du* y *ds* de gases reales

12-65C En la carta generalizada de desviación de entalpía, los valores normalizados de desviación de entalpía parecen tender a cero cuando la presión reducida P_R tiende a cero. ¿Cómo explica usted este comportamiento?

12-66C ¿Por qué la carta generalizada de desviación de entalpía se prepara usando P_R y T_R como parámetros en vez de P y T?

12-67 Determine la entalpía del nitrógeno, en kJ/Kg, a 175 K y 8 MPa utilizando *a*) los datos de la tabla del nitrógeno como gas ideal y *b*) la carta generalizada de desviación de entalpía. Compare sus resultados con el valor real de 125.5 kJ/kg. *Respuestas: a*) 181.5 kJ/kg, *b*) 121.6 kJ/kg

12-68E Determine la entalpía del nitrógeno en Btu/lbm, a 400 R y 2 000 psia utilizando *a*) los datos de la tabla de nitrógeno como gas ideal y *b*) la carta generalizada de entalpía. Compare sus resultados con el valor real de 177.8 Btu/lbm.

12-69 Determine el cambio de entalpía y el cambio de entropía del CO_2 por unidad de masa conforme ésta experimenta un cambio de estado de 250 K y 7 MPa a 280 K y 12 MPa, *a*) suponiendo un comportamiento de gas ideal y *b*) tomando en cuenta la desviación con respecto al comportamiento del gas ideal.

12-70E Vapor saturado de agua a 400 °F se expande manteniendo su presión constante, hasta que su temperatura es de 800 °F. Calcule el cambio en la entalpía y entropía específicas usando *a*) las cartas de desviación y *b*) las tablas de propiedades.
Respuestas: a) 200 Btu/lbm, 0.191 Btu/lbm · R, *b*) 222 Btu/lbm, 0.214 Btu/lbm · R

12-71 Se expande vapor de agua de 1 000 kPa y 600 °C a 500 kPa y 400 °C. Calcule el cambio en la entropía y la entalpía específicas de este vapor de agua usando las cartas de desviación y las tablas de propiedades.

12-72 Se comprime adiabáticamente metano en un compresor de flujo estacionario, de 0.8 MPa y −10 °C a 6 MPa y 175 °C, a razón de 0.33 kg/s. Usando las cartas generalizadas, determine la entrada necesaria de potencia al compresor. *Respuesta:* 132 kW

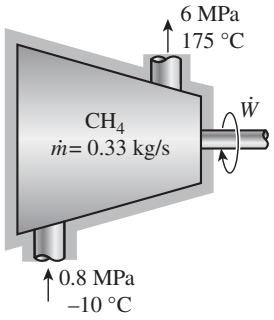


Figura P12-72

12-73 Bióxido de carbono entra por una tobera adiabática a 8 MPa y 450 K a baja velocidad y sale de ella a 2 MPa y 350 K. Utilizando la carta generalizada de desviación de entalpía, determine la velocidad de salida del bióxido de carbono.
Respuesta: 384 m/s

12-74 Reconsidere el problema 12-73 y mediante el software EES (u otro), compare la velocidad de salida de la tobera suponiendo un comportamiento de gas ideal, los datos de la carta generalizada y los datos del EES para el bióxido de carbono.

12-75E Se expande oxígeno en una tobera, de manera adiabática y reversible, de 200 psia y 600 °F a 70 psia. Determine la velocidad a la que sale el oxígeno de la tobera, suponiendo que entra con velocidad despreciable, tratando el oxígeno como gas ideal con calores específicos variables con la temperatura, y usando las cartas de desviación.
Respuestas: 1 738 pies/s, 1 740 pies/s

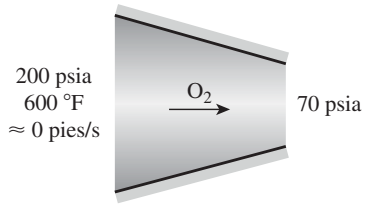


Figura P12-75E

12-76 Se comprime propano isotérmicamente en un dispositivo de cilindro-émbolo, de 100 °C y 1 MPa a 4 MPa. Usando las cartas generalizadas, determine el trabajo realizado y la transferencia de calor por unidad de masa del propano.

12-77 Reconsidere el problema 12-76. Usando el software EES (u otro), extienda el problema para comparar las soluciones con base en la suposición de gas

ideal, datos de cartas generalizadas y datos reales de fluido. También extienda la solución a metano.

12-78 Determine la destrucción de exergía asociada con el proceso que se describe en el problema 12-76. Suponga que $T_0 = 25$ °C.

12-79 Un recipiente rígido bien aislado de 0.05 m^3 contiene oxígeno a 175 K y 6 MPa. Se pone en marcha una rueda de paletas colocada en el tanque, y la temperatura del oxígeno se eleva a 225 K. Usando las cartas generalizadas determine *a*) la presión final en el recipiente y *b*) el trabajo de la rueda de paletas durante este proceso.
Respuestas: a) 9 652 kPa, *b*) 423 kJ

Problemas de repaso

12-80 Derive relaciones para *a*) Δu *b*) Δh y *c*) Δs para un gas que obedece la ecuación de estado $(P + a/v^2)v = RT$ para un proceso isotérmico.

12-81 Comenzando con la relación $dh = T\,ds + v\,dP$, demuestre que la pendiente de una línea de presión constante en un diagrama *h-s a*) es constante en la región de saturación y *b*) aumenta con la temperatura en la región del vapor sobrecalentado.

12-82 Demuestre que

$$c_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_s\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \text{ y } c_p = T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_s\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

12-83 La temperatura y la presión se pueden definir como

$$T = \left(\frac{\partial u}{\partial s}\right)_v \text{ y } P = -\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_s$$

Usando estas definiciones, pruebe que para una sustancia simple compresible,

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_u = \frac{P}{T}$$

12-84 Para gases ideales, el desarrollo del calor específico a presión constante da

$$\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T = 0$$

Pruebe esto usando las definiciones de temperatura y presión $T = (\partial u/\partial s)_v$ y $P = -(\partial u/\partial v)_s$.

12-85 Comenzando con $\mu_{JT} = (1/c_p)\,[T(\partial v/\partial T)_p - v]$ y observando que $Pv = ZRT$, donde $Z = Z(P, T)$ es el factor de compresibilidad, demuestre que la posición de la curva de inversión del coeficiente de Joule-Thomson en el plano *T-P* está dada por la ecuación $(\partial Z/\partial T)_P = 0$.

12-86 Para una sustancia homogénea (única fase), pura y simple, la presión y la temperatura son propiedades independientes, y cualquier propiedad se puede expresar en función de estas dos propiedades. Al tomar $v = v(P, T)$, se muestra que el cambio en un volumen específico se puede expresar en términos de la expansividad volumétrica β y compresibilidad isotérmica α como

$$\frac{dv}{v} = \beta\,dT = \alpha\,dP$$

También suponga valores promedio constantes para β y α, obtenga una relación para la relación de volúmenes específicos v_2/v_1 como un sistema homogéneo que experimenta un proceso del estado 1 al estado 2.

12-87 Repita el problema 12-86 para un proceso isobárico.

12-88 Considere un proceso infinitesimal reversible y adiabático de compresión o expansión. Tomando $s = s(P, v)$ y usando las relaciones de Maxwell, demuestre que para este proceso, $Pv^k =$ constante, donde k es el *exponente de expansión isentrópica* definido como

$$k = \frac{v}{P}\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_s$$

También demuestre que el exponente de expansión isentrópica k se reduce a la relación de calores específicos c_p/c_v para un gas ideal.

12-89 Estime el c_p del nitrógeno a 300 kPa y 400 K, usando *a*) la expresión del problema anterior y *b*) su definición. Compare sus resultados con el valor listado en la tabla A-2*b*).

12-90 Se estrangula vapor de agua de 2.5 MPa y 400 °C a 1.2 MPa. Estime el cambio de temperatura del vapor durante este proceso, y el coeficiente promedio de Joule-Thomson.
Respuestas: −9.9 °C, 7.6 °C/MPa

12-91 Los valores de expansividad volumétrica β del cobre a 300 K y 500 K son 49.2×10^{-6} K^{-1} y 54.2×10^{-6} K^{-1}, respectivamente, y β varía casi linealmente en este rango de temperaturas. Determine el cambio porcentual en el volumen de un bloque de cobre que es calentado de 300 K a 500 K a presión atmosférica.

12-92 Un recipiente de almacenamiento adiabático de 0.2 m^3 que inicialmente está al vacío, se conecta con una línea de suministro que lleva nitrógeno a 225 K y 10 MPa. Se abre una válvula y el nitrógeno fluye hacia el interior del recipiente. La válvula se cierra cuando la presión en el recipiente llega a 10 MPa. Determine la temperatura final en el recipiente *a*) tratando el nitrógeno como gas ideal y *b*) usando las cartas generalizadas. Compare sus resultados con el valor real de 293 K.

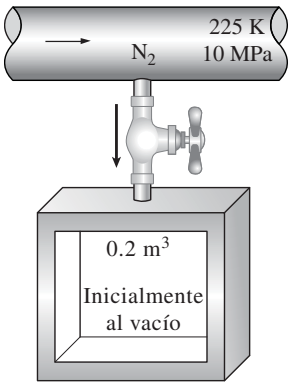


Figura P12-92

12-93E Gas argón ingresa a una turbina a 1 000 psia y 1 000 R a una velocidad de 300 pies/s y sale de ella a 150 psia y 500 R a una velocidad de 450 pies/s a razón de 12 lbm/s. El calor cede los alrededores que están a 75 °F a razón de 80 Btu/s. Usando las cartas generalizadas, determine *a*) la potencia de salida de la turbina y *b*) la destrucción de exergía asociada con el proceso. *Respuestas: a*) 922 hp, *b*) 122 Btu/s

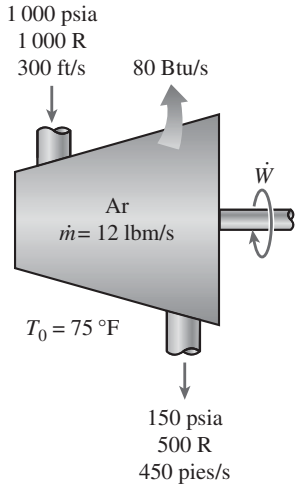


Figura P12-93E

12-94E Se va a comprimir metano, de manera adiabática y reversible, de 50 psia y 100 °F a 500 psia. Calcule el trabajo específico necesario para esta compresión, tratando el metano como gas ideal con calores específicos variables y usando las cartas de desviación.

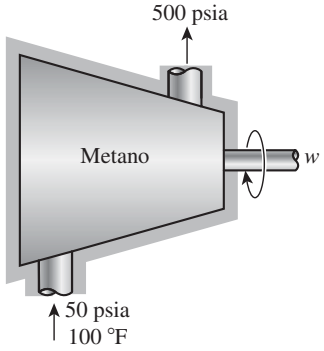


Figura P12-94E

12-95 Refrigerante 134a sufre un proceso isotérmico a 40 °C de 2 a 0.1 MPa en un sistema cerrado. Determine el trabajo realizado por el refrigerante 134-a usando los datos tabulares (EES) y las cartas generalizadas, en kJ/kg.

12-96 Un tanque rígido contiene 1.2 m^3 de argón a −100 °C y 1 MPa. El calor se transfiere ahora al argón hasta que la temperatura en el tanque asciende a 0 °C. Con ayuda de las cartas generalizadas determine *a*) la masa de argón en el tanque, *b*) la presión final y *c*) la transferencia de calor.
Respuestas: a) 35.1 kg, *b*) 1 531 kPa, *c*) 1 251 kJ

12-97 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene metano, que se calienta, a una presión constante de 5 MPa, de 100 a 250 °C. Determine la transferencia de calor, el trabajo y el cambio de entropía por unidad de masa del metano usando *a*) la suposición de gas ideal, *b*) las cartas generalizadas y *c*) datos reales de fluido de EES o de otras fuentes.

12-98E Se comprime metano de 50 psia y 100 °F a 500 psia y 1 100 °F en un dispositivo de flujo estacionario. Calcule el cambio en la entropía específica del metano y el trabajo específico necesario para esta compresión *a*) considerando el metano como gas ideal con calores específicos variables con la temperatura y *b*) usando las gráficas de desviación.
Respuestas: a) 766 Btu/lbm, 0.462 Btu/lbm · R, *b*) 767 Btu/lbm, 0.463 Btu/lbm · R

12-99E Determine la eficiencia según la segunda ley del proceso de compresión descrito en el problema 12-98E. Tome $T_0 = 77$ °F.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

12-100 Una sustancia cuyo coeficiente de Joule-Thomson es negativo se estrangula a una presión más baja. Durante este proceso (elija la afirmación correcta)

a) la temperatura de la sustancia aumentará.
b) la temperatura de la sustancia disminuirá.
c) la entropía de la sustancia permanecerá constante.
d) la entropía de la sustancia disminuirá.
e) la entalpía de la sustancia disminuirá.

12-101 Considere la curva de saturación líquido-vapor de una sustancia pura en el diagrama *P-T*. La magnitud de la pendiente de la línea tangente a esta curva a una temperatura *T* (en Kelvin), es

a) proporcional a la entalpía de vaporización h_{fg} a esa temperatura.
b) proporcional a la temperatura *T*.
c) proporcional al cuadrado de la temperatura *T*.
d) proporcional al cambio de volumen v_{fg} a esa temperatura.
e) inversamente proporcional al cambio de entropía s_{fg} a esa temperatura.

12-102 Con base en las cartas generalizadas, el error que se introduce en la entalpía del CO_2 a 300 K y 5 MPa si se supone que es un gas ideal es

a) 0% *b*) 9 % *c*) 16 %
d) 22 % *e*) 27 %

12-103 Con base en los datos de las tablas del refrigerante 134a, el coeficiente de Joule-Thomson del refrigerante 134a a 0.8 MPa y 100 °C es aproximadamente

a) 0 *b*) −5 °C/MPa *c*) 11 °C/MPa
d) 8 °C/MPa *e*) 26 °C/MPa

12-104 Para un gas cuya ecuación de estado es $P(v - b) = RT$, la diferencia de calores específicos $c_p - c_v$ es igual a

a) R *b*) $R - b$ *c*) $R + b$ *d*) 0 *e*) $R(1 + v/b)$

Problemas de diseño y ensayo

12-105 Considere la función $z = z(x, y)$. Escriba un ensayo sobre la interpretación física de la derivada ordinaria dz/dx y la derivada parcial $(\partial z/\partial x)_y$. Explique cómo están relacionadas entre sí estas dos derivadas y cuándo se vuelven equivalentes.

12-106 Ha habido varios intentos de representar geométricamente las relaciones termodinámicas. La mejor de éstas es el cuadrado termodinámico de Koenig que se muestra en la figura. Hay una forma sistemática de obtener las cuatro relaciones de Maxwell, así como las cuatro relaciones para *du*, *dh*, *dg* y *da* mediante esta figura. Comparando estas relaciones con el diagrama de Koenig, formule las reglas para obtener estas ocho relaciones termodinámicas mediante este diagrama.

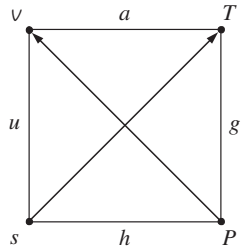


Figura P12-106

12-107 Se han hecho varios intentos de expresar las derivadas parciales de las propiedades termodinámicas más comunes de una manera compacta y sistemática en términos de propiedades mensurables. El trabajo de P. W. Bridgman es tal vez el más fructuoso de todos, y dio por resultado la conocida tabla de Bridgman. Los 28 conceptos en dicha tabla son suficientes para expresar las derivadas parciales de las ocho propiedades comunes P, T, v, s, u, h, f y g en términos de las seis propiedades P, v, T, c_p, β y α, que se pueden medir en forma directa o indirecta con relativa facilidad. Obtenga una copia de las tablas de Bridgman y explique, con ejemplos, cómo se usa.

CAPÍTULO

13

Mezcla de gases

Hasta aquí, el estudio se ha limitado a sistemas termodinámicos que incluyen una sola sustancia pura como el agua. Sin embargo, muchas aplicaciones termodinámicas importantes implican *mezclas* de varias sustancias puras en vez de una sola. Por consiguiente, es importante desarrollar una comprensión de las mezclas y aprender cómo manejarlas.

En este capítulo se trabaja con mezclas de gases no reactivas. Una mezcla de gas no reactiva puede tratarse como una sustancia pura porque casi siempre es una mezcla homogénea de diferentes gases. Por supuesto, las propiedades de una mezcla de gases dependen de las propiedades de los gases individuales (llamados *componentes* o *constituyentes*), así como de la cantidad de gas en cada mezcla. En consecuencia, es posible elaborar tablas de propiedades para mezclas. Esto se ha hecho para mezclas comunes, como el aire. No obstante, resulta impráctico preparar tablas de propiedades para cada mezcla que pueda concebirse, puesto que el número de composiciones posibles es interminable. Por lo tanto, es necesario desarrollar reglas para determinar propiedades de mezclas a partir del conocimiento de la composición de la mezcla y de las propiedades de los componentes individuales. Esto se efectúa, primero, para mezclas de gases ideales, y después, para mezclas de gases reales. Los principios básicos involucrados se aplican también a mezclas líquidas o sólidas, llamadas *soluciones*.

OBJETIVOS

En el capítulo 13, los objetivos son:

- Desarrollar reglas para determinar las propiedades de una mezcla de gases no reactiva a partir del conocimiento de la composición de la mezcla y de las propiedades de los componentes individuales.
- Definir las cantidades que se utilizan para describir la composición de una mezcla, tales como la fracción de masa, la fracción molar y la fracción volumétrica.
- Aplicar las reglas para determinar las propiedades de la mezcla a mezclas de gases ideales y mezclas de gases reales.
- Predecir el comportamiento P-v-T de las mezclas de gas con base en la ley de presiones aditivas de Dalton y en la de volúmenes aditivos de Amagat.

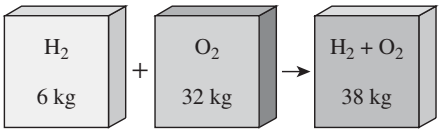


Figura 13-1
La masa de una mezcla es igual a la suma de las masas de sus componentes.

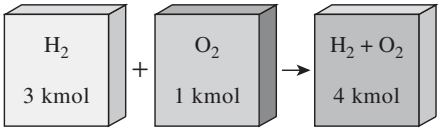


Figura 13-2
El número de moles de una mezcla no reactiva es igual a la suma del número de moles de sus componentes.

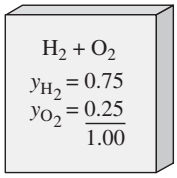


Figura 13-3
La suma de las fracciones molares de una mezcla es igual a 1.

13-1 ▪ Composición de una mezcla de gases: fracciones molares y de masa

Para determinar las propiedades de una mezcla es necesario conocer la *composición* de la mezcla, así como las propiedades de los componentes individuales. Hay dos maneras de describir la composición de una mezcla: ya sea mediante la especificación del número de moles de cada componente, método que recibe el nombre de **análisis molar**, o mediante la especificación de la masa de cada componente, denominado **análisis gravimétrico**.

Considere una mezcla de gases compuesta de k componentes. La masa de la mezcla m_m es la suma de las masas de los componentes individuales, y el número de moles de la mezcla N_m es la suma del número de moles de los componentes individuales* (Figs. 13-1 y 13-2). Esto es

$$m_m = \sum_{i=1}^{k} m_i \quad \text{y} \quad N_m = \sum_{i=1}^{k} N_i \qquad \textbf{(13-1}a, b\textbf{)}$$

La relación entre la masa de un componente y la masa de la mezcla se conoce como **fracción de masa** (o másica) (*fm*), y la relación entre el número de moles de un componente y el número de moles de la mezcla se denomina **fracción molar** (o mol) y:

$$\text{fm}_i = \frac{m_i}{m_m} \quad \text{y} \quad y_i = \frac{N_i}{N_m} \qquad \textbf{(13-2}a, b\textbf{)}$$

Si se divide la ecuación 13-1a) entre m_m o la ecuación 13-1b) entre N_m se puede demostrar fácilmente que la suma de las fracciones de masa o de las fracciones molares para una mezcla es igual a 1 (Fig. 13-3):

$$\sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i = 1 \quad \text{y} \quad \sum_{i=1}^{k} y_i = 1$$

La masa de una sustancia puede expresarse en términos del número de moles N y la masa molar M de la sustancia como $m = NM$. Entonces, la **masa molar aparente** (o **promedio**) y la **constante del gas** de una mezcla se expresa como

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \frac{\sum m_i}{N_m} = \frac{\sum N_i M_i}{N_m} = \sum_{i=1}^{k} y_i M_i \quad \text{y} \quad R_m = \frac{R_u}{M_m} \qquad \textbf{(13-3}a, b\textbf{)}$$

La masa molar de una mezcla también se puede expresar como

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \frac{m_m}{\sum m_i/M_i} = \frac{1}{\sum m_i/(m_m M_i)} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{k} \dfrac{\text{fm}_i}{M_i}} \qquad \textbf{(13-4)}$$

Las fracciones de masa y molar de una mezcla están relacionadas por medio de

$$\text{fm}_i = \frac{m_i}{m_m} = \frac{N_i M_i}{N_m M_m} = y_i \frac{M_i}{M_m} \qquad \textbf{(13-5)}$$

* En todo este capítulo, el subíndice m denota la mezcla de gases y el subíndice i, cualquier componente individual de la mezcla.

EJEMPLO 13-1 Fracciones molar y de masa de una mezcla de gases

Considere una mezcla de gases que se compone de 3 kg de O_2, 5 kg de N_2 y 12 kg de CH_4, como se indica en la figura 13-4. Determine *a*) la fracción de masa de cada componente, *b*) la fracción molar de cada componente y *c*) la masa molar promedio y la constante de gas de la mezcla.

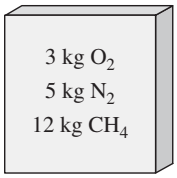


Figura 13-4
Esquema para el ejemplo 13-1.

Solución Se proporcionan las masas de los componentes de una mezcla de gases. Se van a determinar: la fracción de masa, la fracción molar y la constante del gas de la mezcla.

Análisis *a*) La masa total de la mezcla es

$$m_m = m_{O_2} + m_{N_2} + m_{CH_4} = 3 + 5 + 12 = 20 \text{ kg}$$

Entonces, la fracción de masa de cada componente viene a ser

$$\text{fm}_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m_m} = \frac{3 \text{ kg}}{20 \text{ kg}} = \mathbf{0.15}$$

$$\text{fm}_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{m_m} = \frac{5 \text{ kg}}{20 \text{ kg}} = \mathbf{0.25}$$

$$\text{fm}_{CH_4} = \frac{m_{CH_4}}{m_m} = \frac{12 \text{ kg}}{20 \text{ kg}} = \mathbf{0.60}$$

b) Para encontrar las fracciones molares, primero es necesario determinar el número de moles de cada componente:

$$N_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{M_{O_2}} = \frac{3 \text{ kg}}{32 \text{ kg/kmol}} = 0.094 \text{ kmol}$$

$$N_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{M_{N_2}} = \frac{5 \text{ kg}}{28 \text{ kg/kmol}} = 0.179 \text{ kmol}$$

$$N_{CH_4} = \frac{m_{CH_4}}{M_{CH_4}} = \frac{12 \text{ kg}}{16 \text{ kg/kmol}} = 0.750 \text{ kmol}$$

Por lo tanto,

$$N_m = N_{O_2} + N_{N_2} + N_{CH_4} = 0.094 + 0.179 + 0.750 = 1.023 \text{ kmol}$$

y

$$y_{O_2} = \frac{N_{O_2}}{N_m} = \frac{0.094 \text{ kmol}}{1.023 \text{ kmol}} = \mathbf{0.092}$$

$$y_{N_2} = \frac{N_{N_2}}{N_m} = \frac{0.179 \text{ kmol}}{1.023 \text{ kmol}} = \mathbf{0.175}$$

$$y_{CH_4} = \frac{N_{CH_4}}{N_m} = \frac{0.750 \text{ kmol}}{1.023 \text{ kmol}} = \mathbf{0.733}$$

c) La masa molar promedio y la constante del gas de la mezcla se determinan a partir de sus definiciones,

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \frac{20 \text{ kg}}{1.023 \text{ kmol}} = \mathbf{19.6 \text{ kg/kmol}}$$

o

$$M_m = \sum y_i M_i = y_{O_2} M_{O_2} + y_{N_2} M_{N_2} + y_{CH_4} M_{CH_4}$$
$$= (0.092)(32) + (0.175)(28) + (0.733)(16)$$
$$= 19.6 \text{ kg/kmol}$$

Además,

$$R_m = \frac{R_u}{M_m} = \frac{8.314 \text{ kJ/(kmol} \cdot \text{K)}}{19.6 \text{ kg/kmol}} = \mathbf{0.424 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}}$$

Comentario Cuando las fracciones de masa están disponibles, la masa molar y las fracciones de masa también pueden determinarse directamente a partir de las ecuaciones 13-4 y 13-5.

13-2 ▪ Comportamiento *P-v-T* de mezclas de gases: gases ideales y reales

Un gas ideal se define como aquel cuyas moléculas se encuentran lo suficientemente alejadas, de forma tal que el comportamiento de una molécula no resulta afectado por la presencia de otras: una situación hallada a densidades bajas. También se mencionó que los gases reales se aproximan mucho a este comportamiento cuando se encuentran a baja presión o a altas temperaturas respecto de sus valores de punto crítico. El comportamiento *P-v-T* de un gas ideal se expresa por medio de la relación $Pv = RT$, que recibe el nombre de *ecuación de estado de gas ideal.* El comportamiento *P-v-T* de gases reales se expresa con ecuaciones de estado más complejas o por medio de $Pv = ZRT$, donde Z es el factor de compresibilidad.

Cuando se mezclan dos o más gases ideales, el comportamiento de una molécula no es afectado por la presencia de otras moléculas similares o diferentes y, en consecuencia, una mezcla no reactiva de gases ideales se comporta también como un gas ideal. El aire, por ejemplo, se trata convenientemente como un gas ideal en el intervalo donde el nitrógeno y el oxígeno se comportan como gases ideales. Sin embargo, cuando una mezcla de gases está compuesta por gases reales (no ideales), la predicción del comportamiento *P-v-T* de la mezcla se vuelve bastante ardua.

La predicción del comportamiento *P-v-T* de mezclas de gas suele basarse en dos modelos: la *ley de Dalton de las presiones aditivas,* y la *ley de Amagat de volúmenes aditivos.* Ambos modelos se describen y analizan en seguida.

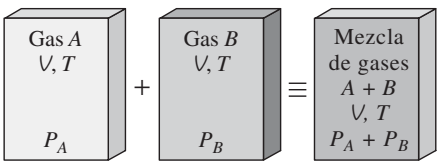


Figura 13-5

Ley de Dalton de las presiones aditivas para una mezcla de dos gases ideales.

Ley de Dalton de presiones aditivas: *La presión de una mezcla de gases es igual a la suma de las presiones que cada gas ejercería si existiera sólo a la temperatura y volumen de la mezcla* (Fig. 13-5).

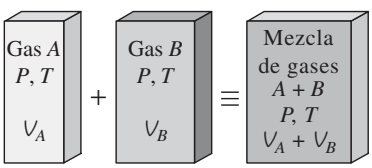


Figura 13-6

Ley de Amagat de los volúmenes aditivos para una mezcla de dos gases ideales.

Ley de Amagat de volúmenes aditivos: *El volumen de una mezcla de gases es igual a la suma de los volúmenes que cada gas ocuparía si existiera sólo a la temperatura y presión de la mezcla* (Fig. 13-6).

Las leyes de Dalton y Amagat se cumplen con exactitud en mezclas de gases ideales, pero sólo como aproximación en mezclas de gases reales. Esto se debe a las fuerzas intermoleculares que pueden ser considerables en gases reales a densidades elevadas. En el caso de gases ideales, estas dos leyes son idénticas y proporcionan resultados idénticos.

Las leyes de Dalton y Amagat se expresan como sigue:

$$\left.\begin{array}{l}\text{Ley de Dalton:}\quad P_m = \sum_{i=1}^{k} P_i(T_m, V_m) \\ \text{Ley de Amagat:}\quad V_m = \sum_{i=1}^{k} V_i(T_m, P_m)\end{array}\right\}\ \begin{array}{l}\text{exacta para gases ideales, aproximada para gases reales}\end{array} \qquad (13\text{-}6)\ (13\text{-}7)$$

En estas relaciones, P_i recibe el nombre de **presión de componente**, y V_i se denomina **volumen de componente** (Fig. 13-7). Advierta que V_i es el volumen que un componente *ocuparía* si existiera aislado a T_m y P_m, no el volumen real ocupado por el componente de la mezcla. (En un recipiente que contiene una mezcla de gases, cada componente llena todo el volumen del recipiente. Por lo tanto, el volumen de cada componente es igual al volumen del recipiente.) Además, la relación P_i/P_m se conoce como **fracción de presión**, y la relación V_i/V_m recibe el nombre de **fracción de volumen** del componente i.

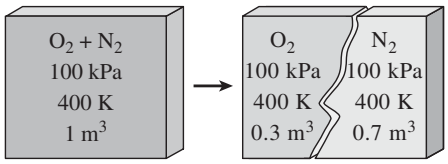


Figura 13-7

El volumen que un componente ocuparía si existiera sólo a la T y P de la mezcla se llama *volumen de componente* (para gases ideales, es igual al volumen parcial $y_i V_m$).

Mezclas de gases ideales

Para gases ideales, P_i y V_i pueden relacionarse con y_i mediante la relación de gas ideal, tanto para los componentes como para la mezcla de gases:

$$\frac{P_i(T_m, V_m)}{P_m} = \frac{N_i R_u T_m/V_m}{N_m R_u T_m/V_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$$

$$\frac{V_i(T_m, P_m)}{V_m} = \frac{N_i R_u T_m/P_m}{N_m R_u T_m/P_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$$

Por ende,

$$\frac{P_i}{P_m} = \frac{V_i}{V_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i \qquad (13\text{-}8)$$

La ecuación 13-8 sólo es válida para mezclas de gases ideales, dado que se dedujo al considerar el comportamiento del gas ideal para la mezcla de gases y cada uno de sus componentes. La cantidad $y_i P_m$ se denomina **presión parcial** (idéntica a la *presión del componente* para gases ideales) y la cantidad $y_i V_m$ se denomina **volumen parcial** (idéntica al *volumen del componente* para gases ideales). *Advierta que en una mezcla de gases ideales, resultan idénticas la fracción molar, la fracción de presión y la fracción de volumen de un componente*.

La composición de una mezcla de gases ideales (como los gases de escape que salen de una cámara de combustión) se determina mediante un análisis volumétrico (denominado Análisis Orsat) y con la ecuación 13-8. Una muestra de gas a volumen, presión y temperatura conocidos, se hace pasar al interior de un recipiente que contiene reactivos que absorben uno de los gases. El volumen de gas restante se mide más tarde a la presión y temperatura originales. La relación de la reducción de volumen respecto del volumen original (fracción de volumen) representa la fracción molar de ese gas particular.

Mezclas de gases reales

La ley de Dalton de las presiones aditivas y la ley de Amagat de los volúmenes aditivos pueden emplearse también en gases reales, a menudo con una precisión razonable. Sin embargo, en este caso las presiones de componentes o los volúmenes de componentes deben evaluarse a partir de relaciones que consideran la desviación de cada componente del comportamiento de gas ideal. Una manera de hacerlo es utilizar ecuaciones de estado más exactas

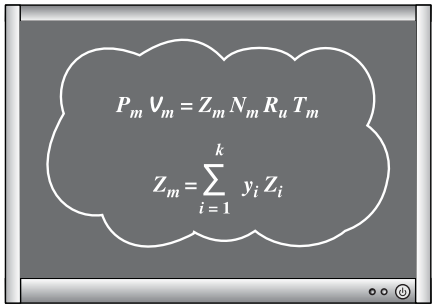


Figura 13-8

Una manera de predecir el comportamiento P-v-T de una mezcla de gas real es usar factores de compresibilidad.

(Van der Waals, Beattie-Bridgeman, Benedict-Webb-Rubin, y otros) en lugar de la ecuación de estado de gas ideal. Otra manera es empleando el factor de compresibilidad (Fig. 13-8) como

$$PV = ZNR_uT \tag{13-9}$$

El factor de compresibilidad de la mezcla Z_m puede expresarse en términos de los factores de compresibilidad de los gases individuales Z_i, al aplicar la ecuación 13-9 en ambos lados de la expresión de la ley de Dalton o de Amagat y simplificando. Se obtiene

$$Z_m = \sum_{i=1}^{k} y_i Z_i \tag{13-10}$$

donde Z_i se determina ya sea a T_m y V_m (ley de Dalton) o a T_m y P_m (ley de Amagat) para cada gas individual. En apariencia, al emplear cualquiera de las leyes se obtendrá el mismo resultado, pero no sucede así.

En general, el enfoque del factor de compresibilidad proporciona resultados más precisos cuando las Z_i en la ecuación 13-10 se evalúan con la ley de Amagat en lugar de la ley de Dalton. Esto se debe a que la ley de Amagat implica el uso de la presión de la mezcla P_m, que toma en cuenta la influencia de las fuerzas intermoleculares entre las moléculas de gases diferentes. La ley de Dalton ignora la influencia de moléculas diferentes entre sí en una mezcla. En consecuencia, tiende a subestimar la presión de una mezcla de gases para un determinado V_m y T_m. Por consiguiente, la ley de Dalton es más apropiada para mezclas de gases a bajas presiones. La ley de Amagat es más adecuada a presiones altas.

Observe una importante diferencia entre emplear el factor de compresibilidad para un único gas y para una mezcla de gases. El factor de compresibilidad predice el comportamiento P-v-T de gases simples con bastante precisión, como se estudió en el capítulo 3, pero no el correspondiente a mezclas de gases. Cuando se usan factores de compresibilidad para los componentes de una mezcla de gases, se toma en cuenta la influencia de moléculas similares entre sí; la influencia de moléculas diferentes no se considera. Por ese motivo, un valor de una propiedad predicho mediante este enfoque puede ser muy distinto de otro valor determinado en forma experimental.

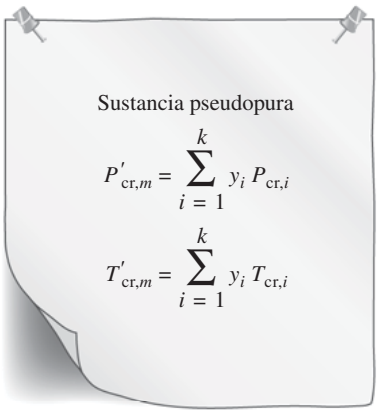


Figura 13-9

Otra manera de predecir el comportamiento P-v-T de una mezcla de gas real es tratarla como una sustancia pseudopura con propiedades críticas P'_{cr} y T'_{cr}.

Otro enfoque para predecir el comportamiento P-v-T de una mezcla de gases es tratarla como una sustancia pseudopura (Fig. 13-9). Un método de este tipo, propuesto por W. B. Kay en 1936 y llamado la **regla de Kay**, implica el uso de una *presión pseudocrítica* $P'_{cr,m}$ y una *temperatura pseudocrítica* $T'_{cr,m}$ para la mezcla, definidas en términos de las presiones y temperaturas de los componentes de la mezcla como

$$P'_{cr,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i P_{cr,i} \quad \text{y} \quad T'_{cr,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i T_{cr,i} \tag{13-11a, b}$$

El factor de compresibilidad de la mezcla Z_m se determina luego con facilidad con estas propiedades pseudocríticas. El resultado obtenido al utilizar la regla de Kay está dentro de aproximadamente 10 por ciento de precisión sobre un amplio intervalo de temperaturas y presiones, lo que resulta aceptable para la mayor parte de los propósitos de la ingeniería.

Otra manera de tratar una mezcla de gases como una sustancia pseudopura es utilizar una ecuación de estado más exacta, como las ecuaciones de Van der Waals, de Beattie-Bridgeman o de Benedict-Webb-Rubin para la mezcla, y determinar los coeficientes constantes en términos de los coeficientes de los

componentes. En la ecuación de Van der Waals, por ejemplo, las dos constantes para la mezcla se determinan a partir de

$$a_m = \left(\sum_{i=1}^{k} y_i a_i^{1/2} \right)^2 \quad \text{y} \quad b_m = \sum_{i=1}^{k} y_i b_i \qquad \textbf{(13-12}\textit{a, b}\textbf{)}$$

donde las expresiones para a_i y b_i están dadas en el capítulo 3.

EJEMPLO 13-2 Comportamiento *P-v-T* de mezclas de gases no ideales

Un recipiente rígido contiene 2 kmol de gas N_2 y 6 kmol de gas CO_2 a 300 K y 15 MPa (Fig. 13-10). Calcule el volumen del recipiente con base en *a*) la ecuación de estado de gas ideal, *b*) la regla de Kay, *c*) factores de compresibilidad y la ley de Amagat, y *d*) factores de compresibilidad y la ley de Dalton.

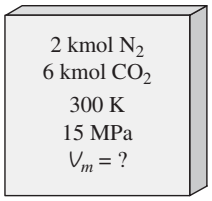


Figura 13-10
Esquema para el ejemplo 13-2.

Solución Se proporciona la composición de la mezcla en el recipiente rígido. El volumen del recipiente se determinará utilizando cuatro métodos diferentes.

Suposición Establecido en cada sección del problema en consideración.

Análisis *a*) Cuando se supone que la mezcla se comporta como un gas ideal, su volumen se determina sin dificultades a partir de la relación de gas ideal para la mezcla:

$$V_m = \frac{N_m R_u T_m}{P_m} = \frac{(8 \text{ kmol})(8.314 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kmol} \cdot \text{K})(300 \text{ K})}{15\,000 \text{ kPa}} = \mathbf{1.330 \text{ m}^3}$$

puesto que

$$N_m = N_{N_2} + N_{CO_2} = 2 + 6 = 8 \text{ kmol}$$

b) Para utilizar la regla de Kay, es necesario determinar la temperatura y la presión pseudocríticas de la mezcla mediante las propiedades del punto crítico del N_2 y del CO_2 de la tabla A-1. Pero primero se debe encontrar la fracción molar de cada componente:

$$y_{N_2} = \frac{N_{N_2}}{N_m} = \frac{2 \text{ kmol}}{8 \text{ kmol}} = 0.25 \quad \text{y} \quad y_{CO_2} = \frac{N_{CO_2}}{N_m} = \frac{6 \text{ kmol}}{8 \text{ kmol}} = 0.75$$

$$T'_{cr,m} = \sum y_i T_{cr,i} = y_{N_2} T_{cr,N_2} + y_{CO_2} T_{cr,CO_2}$$
$$= (0.25)(126.2 \text{ K}) + (0.75)(304.2 \text{ K}) = 259.7 \text{ K}$$

$$P'_{cr,m} = \sum y_i P_{cr,i} = y_{N_2} P_{cr,N_2} + y_{CO_2} P_{cr,CO_2}$$
$$= (0.25)(3.39 \text{ MPa}) + (0.75)(7.39 \text{ MPa}) = 6.39 \text{ MPa}$$

Entonces,

$$\left.\begin{aligned} T_R &= \frac{T_m}{T'_{cr,m}} = \frac{300 \text{ K}}{259.7 \text{ K}} = 1.16 \\ P_R &= \frac{P_m}{P'_{cr,m}} = \frac{15 \text{ MPa}}{6.39 \text{ MPa}} = 2.35 \end{aligned}\right\} Z_m = 0.49 \qquad \text{(Fig. A-15}b\text{)}$$

Por lo tanto,

$$V_m = \frac{Z_m N_m R_u T_m}{P_m} = Z_m V_{ideal} = (0.49)(1.330 \text{ m}^3) = \mathbf{0.652 \text{ m}^3}$$

c) Cuando se utiliza la ley de Amagat en conjunción con los factores de compresibilidad, Z_m se encuentra a partir de la ecuación 13-10. Pero es necesario determinar primero la Z de cada componente de acuerdo con la ley de Amagat:

$$\text{N}_2\text{:}\qquad \left.\begin{aligned} T_{R,\text{N}_2} &= \frac{T_m}{T_{\text{cr,N}_2}} = \frac{300\ \text{K}}{126.2\ \text{K}} = 2.38 \\ P_{R,\text{N}_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr,N}_2}} = \frac{15\ \text{MPa}}{3.39\ \text{MPa}} = 4.42 \end{aligned}\right\} Z_{\text{N}_2} = 1.02 \qquad \text{(Fig. A-15}b\text{)}$$

$$\text{CO}_2\text{:}\qquad \left.\begin{aligned} T_{R,\text{CO}_2} &= \frac{T_m}{T_{\text{cr,CO}_2}} = \frac{300\ \text{K}}{304.2\ \text{K}} = 0.99 \\ P_{R,\text{CO}_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr,CO}_2}} = \frac{15\ \text{MPa}}{7.39\ \text{MPa}} = 2.03 \end{aligned}\right\} Z_{\text{CO}_2} = 0.30 \qquad \text{(Fig. A-15}b\text{)}$$

Mezcla:
$$Z_m = \sum y_i Z_i = y_{\text{N}_2} Z_{\text{N}_2} + y_{\text{CO}_2} Z_{\text{CO}_2}$$
$$= (0.25)(1.02) + (0.75)(0.30) = 0.48$$

Por lo tanto,

$$V_m = \frac{Z_m N_m R_u T_m}{P_m} = Z_m V_{\text{ideal}} = (0.48)(1.330\ \text{m}^3) = \mathbf{0.638\ m^3}$$

En este caso, el factor de compresibilidad llega a ser aproximadamente igual al determinado con la regla de Kay.

d) Cuando se utiliza la ley de Dalton junto a los factores de compresibilidad, Z_m también se determina de acuerdo con la ecuación 13-10. Sin embargo, esta vez la Z de cada componente se va a determinar a la temperatura y volumen de la mezcla, datos que se desconocen. Por lo tanto, se requiere una solución iterativa. Inicie los cálculos con la suposición de que el volumen de la mezcla de gases es 1.330 m^3, el valor determinado en la suposición del comportamiento de gas ideal.

Los valores de T_R en este caso son idénticos a los obtenidos en el inciso *c*) y permanecen constantes. El volumen pseudorreducido se encuentra a partir de su definición en el capítulo 3:

$$v_{R,\text{N}_2} = \frac{\bar{v}_{\text{N}_2}}{R_u T_{\text{cr,N}_2}/P_{\text{cr,N}_2}} = \frac{V_m/N_{\text{N}_2}}{R_u T_{\text{cr,N}_2}/P_{\text{cr,N}_2}}$$

$$= \frac{(1.33\ \text{m}^3)/(2\ \text{kmol})}{(8.314\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kmol}\cdot\text{K})(126.2\ \text{K})/(3\,390\ \text{kPa})} = 2.15$$

De modo similar,

$$v_{R,\text{CO}_2} = \frac{(1.33\ \text{m}^3)/(6\ \text{kmol})}{(8.314\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kmol}\cdot\text{K})(304.2\ \text{K})/(7\,390\ \text{kPa})} = 0.648$$

De la figura A-15 se lee $Z_{\text{N}_2} = 0.99$ y $Z_{\text{CO}_2} = 0.56$. Por ende,

$$Z_m = y_{\text{N}_2} Z_{\text{N}_2} + y_{\text{CO}_2} Z_{\text{CO}_2} = (0.25)(0.99) + (0.75)(0.56) = 0.67$$

y

$$V_m = \frac{Z_m N_m R T_m}{P_m} = Z_m V_{\text{ideal}} = (0.67)(1.330\ \text{m}^3) = 0.891\ \text{m}^3$$

Este valor es 33 por ciento menor que el supuesto. Por consiguiente, se deben repetir los cálculos con un nuevo valor de V_m. Cuando se repiten los cálculos, se obtiene: 0.738 m^3 después de la segunda iteración, 0.678 m^3 después de la tercera y 0.648 m^3 después de la cuarta. Este valor no cambia con más iteraciones. Por lo tanto,

$$V_m = \mathbf{0.648\ m^3}$$

Comentario Advierta que los resultados obtenidos en los incisos *b*), *c*) y *d*) son muy cercanos. No obstante, difieren mucho de los valores de gas ideal. De modo que tratar una mezcla de gases como un gas ideal puede producir errores inaceptables a presión elevada.

13-3 ▪ Propiedades de mezclas de gases: gases ideales y reales

Considere una mezcla de gases que contiene 2 kg de N_2 y 3 kg de CO_2. La masa total (una *propiedad extensiva*) de esta mezcla es 5 kg. ¿Cómo se encuentra el resultado? Bien, sólo se suma la masa de cada componente. Este ejemplo sugiere una manera simple de evaluar las **propiedades extensivas** de una mezcla no reactiva de gases ideales o gases reales: *únicamente se suman las contribuciones de cada componente mezclado* (Fig. 13-11). Así, la energía interna, la entalpía y la entropía totales de una mezcla de gases se expresan respectivamente como

$$U_m = \sum_{i=1}^{k} U_i = \sum_{i=1}^{k} m_i u_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \bar{u}_i \qquad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(13-13)}$$

$$H_m = \sum_{i=1}^{k} H_i = \sum_{i=1}^{k} m_i h_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \bar{h}_i \qquad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(13-14)}$$

$$S_m = \sum_{i=1}^{k} S_i = \sum_{i=1}^{k} m_i s_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \bar{s}_i \qquad \text{(kJ/K)} \qquad \textbf{(13-15)}$$

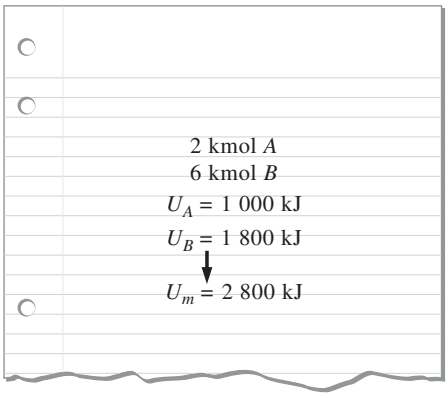


Figura 13-11
Las propiedades extensivas de una mezcla están determinadas por la suma de las propiedades de sus componentes.

Con una lógica similar, los cambios en la energía interna, la entalpía y la entropía de una mezcla de gases durante un proceso se expresan, respectivamente, como

$$\Delta U_m = \sum_{i=1}^{k} \Delta U_i = \sum_{i=1}^{k} m_i\, \Delta u_i = \sum_{i=1}^{k} N_i\, \Delta \bar{u}_i \qquad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(13-16)}$$

$$\Delta H_m = \sum_{i=1}^{k} \Delta H_i = \sum_{i=1}^{k} m_i\, \Delta h_i = \sum_{i=1}^{k} N_i\, \Delta \bar{h}_i \qquad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(13-17)}$$

$$\Delta S_m = \sum_{i=1}^{k} \Delta S_i = \sum_{i=1}^{k} m_i\, \Delta s_i = \sum_{i=1}^{k} N_i\, \Delta \bar{s}_i \qquad \text{(kJ/K)} \qquad \textbf{(13-18)}$$

Reconsidere ahora la misma mezcla y supóngase que tanto el N_2 como el CO_2 están a 25 °C. La temperatura (una propiedad *intensiva*) de la mezcla es, como se supone, también de 25 °C. Advierta que no se suman las temperaturas de los componentes para determinar la temperatura de la mezcla. En lugar de esto, se emplea algún tipo de esquema para promediar un planteamiento característico al determinar las **propiedades intensivas** de una mezcla de gases. La energía interna, la entalpía y la entropía de una mezcla *por unidad de masa* o *por unidad de mol* de la mezcla, puede determinarse si se dividen las ecuaciones anteriores entre la masa o el número de moles de la mezcla (m_m o N_m). Así se obtiene (Fig. 13-12)

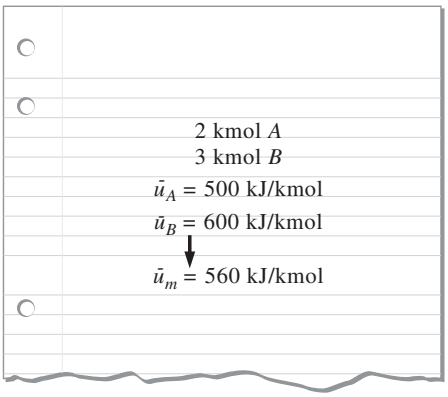


Figura 13-12
Las propiedades intensivas de una mezcla se determinan mediante el promedio ponderado.

$$u_m = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i u_i \quad \text{(kJ/kg)} \qquad \text{y} \qquad \overline{u}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \overline{u}_i \quad \text{(kJ/kmol)} \tag{13-19}$$

$$h_m = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i h_i \quad \text{(kJ/kg)} \qquad \text{y} \qquad \overline{h}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \overline{h}_i \quad \text{(kJ/kmol)} \tag{13-20}$$

$$s_m = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i s_i \quad \text{(kJ/kg} \cdot \text{K)} \quad \text{y} \quad \overline{s}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \overline{s}_i \quad \text{(kJ/kmol} \cdot \text{K)} \tag{13-21}$$

De manera similar, los calores específicos de una mezcla de gases se expresan como

$$c_{v,m} = \sum_{i=1}^{\kappa} \text{fm}_i c_{v,i} \quad \text{(kJ/kg} \cdot \text{K)} \quad \text{y} \quad \overline{c}_{v,m} = \sum_{i=1}^{\kappa} y_i \overline{c}_{v,i} \quad \text{(kJ/kmol} \cdot \text{K)} \tag{13-22}$$

$$c_{p,m} = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i c_{p,i} \quad \text{(kJ/kg} \cdot \text{K)} \quad \text{y} \quad \overline{c}_{p,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i \overline{c}_{p,i} \quad \text{(kJ/kmol} \cdot \text{K)} \tag{13-23}$$

Advierta que *las propiedades por unidad de masa se calculan por medio de las fracciones molares* (fm_i)*, y las propiedades por unidad de mol se calculan por medio de las fracciones molares* (y_i).

Las relaciones que acaban de darse por lo general son exactas para mezclas de gas ideal, y aproximadas para mezclas de gas real. (De hecho, también se aplican a soluciones líquidas y sólidas no reactivas, especialmente cuando forman una "solución ideal".) La única gran dificultad asociada con estas relaciones es la determinación de las propiedades de cada gas individual en la mezcla. Sin embargo, el análisis puede simplificarse considerablemente al tratar a los gases individuales como gases ideales, si al hacerlo no se introduce un error significativo.

Mezclas de gases ideales

Los gases que componen una mezcla con frecuencia se encuentran a alta temperatura y baja presión respecto de los valores del punto crítico de los gases individuales. En esos casos, la mezcla de gases y sus componentes pueden tratarse como gases ideales con un error despreciable. Bajo la aproximación de gas ideal, las propiedades de un gas no son afectadas por la presencia de otros gases, y cada componente de gas en la mezcla se comporta como si existiera aislado a la temperatura de la mezcla T_m y al volumen de la mezcla V_m. Este principio se conoce como **ley de Gibbs-Dalton**, que es una extensión de la ley de Dalton de las presiones aditivas. Además, las h, u, c_v y c_p de un gas ideal dependen sólo de la temperatura y son independientes de la presión o el volumen de la mezcla de gases ideales. La presión parcial de un componente en una mezcla de gases ideales es simplemente $P_i = y_i P_m$, donde P_m es la presión de la mezcla.

La evaluación de Δu o de Δh de los componentes de una mezcla de gases ideales durante un proceso es relativamente fácil porque sólo requiere conocer las temperaturas inicial y final. Sin embargo, es necesario tener cuidado al evaluar la Δs de los componentes, ya que la entropía de un gas ideal depende de la presión o el volumen del componente, así como de su temperatura. El cambio de entropía de gases individuales en una mezcla de gases ideales durante un proceso se determina por

$$\Delta s_i = s_{i,2}^\circ - s_{i,1}^\circ - R_i \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \cong c_{p,i} \ln \frac{T_{i,2}}{T_{i,1}} - R_i \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \tag{13-24}$$

o

$$\Delta \overline{s}_i = \overline{s}_{i,2}^\circ - \overline{s}_{i,1}^\circ - R_u \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \cong \overline{c}_{p,i} \ln \frac{T_{i,2}}{T_{i,1}} - R_u \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \tag{13-25}$$

donde $P_{i,2} = y_{i,2} P_{m,2}$ y $P_{i,1} = y_{i,1} P_{m,1}$. Observe que la presión parcial P_i de cada componente se utiliza en la evaluación del cambio de entropía, no así la presión de la mezcla P_m (Fig. 13-13).

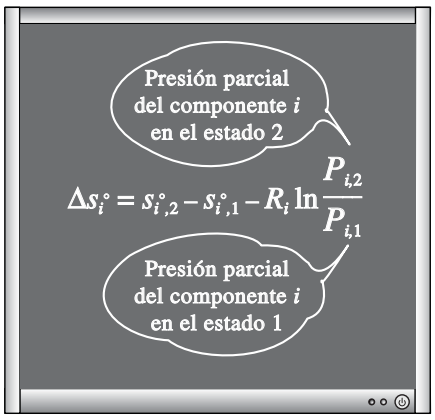


Figura 13-13

Se usan presiones parciales (no la presión de la mezcla) en la evaluación de cambios de entropía de mezclas de gases ideales.

EJEMPLO 13-3 Expansión de una mezcla de gases ideales en una turbina

Una mezcla de oxígeno (O_2), dióxido de carbono (CO_2) y helio (He) con fracciones másicas 0.0625, 0.625 y 0.3125, respectivamente, entra a una turbina adiabática a 1 000 kPa y 600 K, de manera estacionaria, y se expande a una presión de 100 kPa (Fig. 13-14). La eficiencia isentrópica de la turbina es de 90 por ciento. Para los gases componentes suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente y determine *a*) la producción de trabajo por unidad de masa de mezcla, y *b*) la destrucción de exergía y la eficiencia de la turbina, según la segunda ley. Considere la temperatura ambiente como $T_0 = 25$ °C.

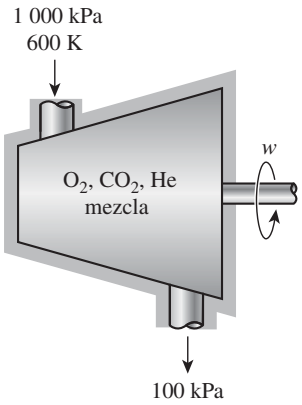


Figura 13-14
Esquema para el ejemplo 13-3.

Solución Se dan las fracciones másicas de los componentes de una mezcla de gases que se expande en una turbina adiabática. Se deben determinar la producción de trabajo, la destrucción de exergía y la eficiencia según la segunda ley.

Suposición Todos los gases se modelarán como gases ideales con calores específicos constantes.

Análisis *a*) Las fracciones másicas de los componentes de la mezcla están dadas como $\text{fm}_{O_2} = 0.0625$, $\text{fm}_{CO_2} = 0.625$ y $\text{fm}_{He} = 0.3125$. Los calores específicos de estos gases a temperatura ambiente son (tabla A-2*a*):

	c_v, kJ/kg · K	c_p, kJ/kg · K
O_2:	0.658	0.918
CO_2:	0.657	0.846
He:	3.1156	5.1926

Entonces, los calores específicos a presión constante y a volumen constante de la mezcla resultan

$$\begin{aligned} c_p &= \text{fm}_{O_2} c_{p,O_2} + \text{fm}_{CO_2} c_{p,CO_2} + \text{fm}_{He} c_{p,He} \\ &= 0.0625 \times 0.918 + 0.625 \times 0.846 + 0.3125 \times 5.1926 \\ &= 2.209\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_v &= \text{fm}_{O_2} c_{v,O_2} + \text{fm}_{CO_2} c_{v,CO_2} + \text{fm}_{He} c_{v,He} \\ &= 0.0625 \times 0.658 + 0.625 \times 0.657 + 0.3125 \times 3.1156 \\ &= 1.425\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

La constante de gases aparente de la mezcla y la relación de calores específicos son

$$R = c_p - c_v = 2.209 - 1.425 = 0.7836\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{2.209\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}}{1.425\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}} = 1.550$$

La temperatura al final de la expansión para el proceso isentrópico es

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} = (600\ \text{K}) \left(\frac{100\ \text{kPa}}{1\ 000\ \text{kPa}} \right)^{0.55/1.55} = 265.0\ \text{K}$$

Usando la definición de eficiencia isentrópica de turbina, la temperatura real de salida es

$$T_2 = T_1 - \eta_{\text{turb}} (T_1 - T_{2s}) = (600\ \text{K}) - (0.90)(600 - 265)\ \text{K} = 298.5\ \text{K}$$

Al observar que la turbina es adiabática y por lo tanto no hay transferencia de calor, la producción real de trabajo se determina como

$$\begin{aligned} w_{\text{sal}} &= h_1 - h_2 = c_p (T_1 - T_2) = (2.209\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K})(600 - 298.5) \\ &= \mathbf{666.0\ kJ/kg} \end{aligned}$$

b) El cambio en la entropía de la mezcla de gases y la destrucción de exergía en la turbina son

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} = (2.209\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{298.5\ \text{K}}{600\ \text{K}}$$
$$- (0.7836\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{100\ \text{kPa}}{1\,000\ \text{kPa}} = 0.2658\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$$
$$x_{\text{dest}} = T_0 s_{\text{gen}} = T_0(s_2 - s_1) = (298\ \text{K})(0.2658\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}) = \mathbf{79.2\ kJ/kg}$$

La exergía gastada es la suma de la producción de trabajo de la turbina (exergía recuperada) y la destrucción de exergía (exergía desperdiciada),

$$x_{\text{gastada}} = x_{\text{recuperada}} + x_{\text{dest}} = w_{\text{sal}} + x_{\text{dest}} = 666.0 + 79.2 = 745.2\ \text{kJ/kg}$$

La eficiencia de la segunda ley es la relación de la exergía recuperada a la gastada,

$$\eta_{\text{II}} = \frac{x_{\text{recuperada}}}{x_{\text{gastada}}} = \frac{w_{\text{sal}}}{x_{\text{gastada}}} = \frac{666.0\ \text{kJ/kg}}{745.2\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.894}\ \text{u}\ \mathbf{89.4\ por\ ciento}$$

Comentario La eficiencia de la segunda ley es una medida de la perfección termodinámica. Un proceso que no genera entropía y por lo tanto no destruye exergía tiene siempre una eficiencia de la segunda ley de 100 por ciento.

EJEMPLO 13-4 Destrucción de exergía durante el mezclado de gases ideales

Un recipiente rígido aislado se divide en dos compartimientos mediante un separador, como se observa en la figura 13-15. Un compartimiento contiene 3 kmol de O_2 y el otro compartimiento contiene 5 kmol de CO_2. Al inicio ambos gases están a 25 °C y 200 kPa. Después se quita el separador y se deja que los dos gases se mezclen. Suponga que los alrededores están a 25 °C y que ambos gases se comportan como gases ideales, y determine el cambio de entropía y la destrucción de exergía asociados con este proceso.

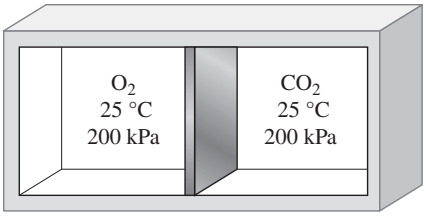


Figura 13-15
Esquema para el ejemplo 13-4.

Solución Un recipiente rígido contiene dos gases separados por una división. Se desea determinar el cambio de entropía y la destrucción de exergía después de que se ha quitado la división.

Suposición Ambos gases y su mezcla son gases ideales.

Análisis Se considera todo el contenido del recipiente (ambos compartimientos) como el sistema. Éste es un *sistema cerrado* puesto que la masa no cruza las fronteras durante el proceso. Observe que el volumen del recipiente rígido es constante y que no existe transferencia de energía en forma de calor o trabajo. Asimismo, ambos gases se encuentran inicialmente a la misma temperatura y presión.

Cuando dos gases ideales inicialmente a la misma temperatura y presión se mezclan al quitar una división entre ellos, la mezcla queda a la misma temperatura y presión. (¿Puede demostrarse esto? ¿Será esto cierto para gases no ideales?) Por consiguiente, la temperatura y la presión en el recipiente seguirán siendo 25 °C y 200 kPa, respectivamente, luego de la mezcla. El cambio de entropía de cada componente de gas se determinará por las ecuaciones 13-18 y 13-25:

$$\Delta S_m = \sum \Delta S_i = \sum N_i\, \Delta \bar{s}_i = \sum N_i \left(\bar{c}_{p,i} \ln \frac{T_{i,2}}{T_{i,1}}^{\nearrow 0} - R_u \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \right)$$
$$= -R_u \sum N_i \ln \frac{y_{i,2} P_{m,2}}{P_{i,1}} = -R_u \sum N_i \ln y_{i,2}$$

puesto que $P_{m,2} = P_{i,1} = 200$ kPa. Es obvio que el cambio de entropía es independiente de la composición de la mezcla en este caso y que depende sólo de la fracción molar de los gases en la mezcla. Lo que no es tan obvio es que si el mismo gas en las dos cámaras diferentes se mezcla a temperatura y presión constantes, el cambio de entropía es cero.

Al sustituir los valores conocidos, el cambio en la entropía es

$$N_m = N_{O_2} + N_{CO_2} = (3 + 5)\ \text{kmol} = 8\ \text{kmol}$$

$$y_{O_2} = \frac{N_{O_2}}{N_m} = \frac{3\ \text{kmol}}{8\ \text{kmol}} = 0.375$$

$$y_{CO_2} = \frac{N_{CO_2}}{N_m} = \frac{5\ \text{kmol}}{8\ \text{kmol}} = 0.625$$

$$\begin{aligned}\Delta S_m &= -R_u(N_{O_2} \ln y_{O_2} + N_{CO_2} \ln y_{CO_2}) \\ &= -(8.314\ \text{kJ/kmol} \cdot \text{K})[(3\ \text{kmol})(\ln 0.375) + (5\ \text{kmol})(\ln 0.625)] \\ &= \mathbf{44.0\ kJ/K}\end{aligned}$$

La destrucción de exergía asociada con este proceso de mezcla se determina así

$$\begin{aligned}X_{\text{destruido}} &= T_0 S_{\text{gen}} = T_0\, \Delta S_{\text{sistema}} \\ &= (298\ \text{K})(44.0\ \text{kJ/K}) \\ &= \mathbf{13.1\ MJ}\end{aligned}$$

Comentario Este resultado muestra que los procesos de mezcla son altamente irreversibles.

Mezclas de gases reales

Cuando los componentes de una mezcla de gases no se comportan como gases ideales, el análisis se vuelve más complejo porque las propiedades de los gases reales (no ideales) como u, h, c_v y c_p dependen de la presión (o volumen específico), así como de la temperatura. En tales casos, los efectos de la desviación con respecto al comportamiento de gas ideal en las propiedades de la mezcla deben tomarse en cuenta.

Considere dos gases no ideales contenidos en dos compartimientos independientes de un recipiente rígido adiabático a 100 kPa y 25 °C. Se elimina el separador y se deja que ambos gases se mezclen. ¿Cuál será la presión final en el recipiente? Es probable que usted esté tentado a decir que será de 100 kPa, lo cual sería cierto para gases ideales. Sin embargo, esto es falso para gases no ideales debido a la influencia entre sí de las moléculas de los gases diferentes (desviación de la ley de Dalton, Fig. 13-16).

Cuando se trata de mezclas de gases reales, tal vez sea necesario considerar el efecto del comportamiento no ideal en las propiedades de la mezcla tales como la entalpía y la entropía. Una manera de hacerlo es usar factores de compresibilidad en conjunción con las ecuaciones y cartas generalizadas que se desarrollaron en el capítulo 12 para gases reales.

Considere la siguiente relación $T\,ds$ para una mezcla de gases:

$$dh_m = T_m\, ds_m + v_m\, dP_m$$

Esto también puede expresarse como

$$d\left(\sum \text{fm}_i h_i\right) = T_m\, d\left(\sum \text{fm}_i s_i\right) + \left(\sum \text{fm}_i v_i\right) dP_m$$

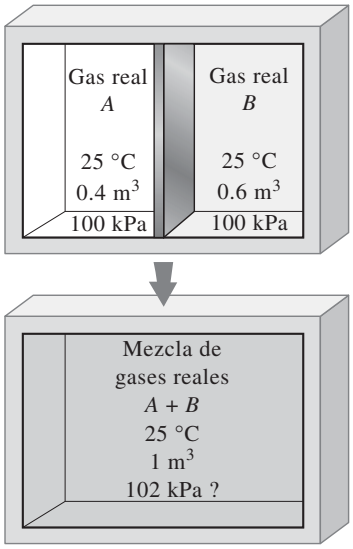


Figura 13-16
Es difícil predecir el comportamiento de mezclas de gases no ideales debido a la influencia que ejercen entre sí las moléculas gaseosas diferentes.

o

$$\sum \text{fm}_i(dh_i - T_m\, ds_i - v_i\, dP_m) = 0$$

lo que produce

$$dh_i = T_m\, ds_i + v_i\, dP_m \qquad \textbf{(13-26)}$$

Éste es un resultado importante porque la ecuación 13-26 es la primera en el desarrollo de las relaciones y cartas generalizadas para la entalpía y la entropía. Lo anterior sugiere que las relaciones y cartas generalizadas de propiedades para gases reales que se desarrollaron en el capítulo 12, también pueden utilizarse para los componentes de mezclas de gases reales. Pero la temperatura reducida T_R y la presión reducida P_R para cada componente deben evaluarse mediante la temperatura de la mezcla T_m y la presión de la mezcla P_m. Esto se debe a que la ecuación 13-26 implica la presión de la mezcla P_m, y no la presión del componente P_i.

El enfoque recién descrito es de algún modo parecido a la ley de Amagat de los volúmenes aditivos (en tanto se evalúan las propiedades de la mezcla a la presión y temperatura de la mezcla), que se cumple con exactitud para mezclas de gases ideales y con aproximación para mezclas de gases reales. Por lo tanto, las propiedades de mezcla determinadas con este enfoque no serán exactas, aunque sí tendrán la suficiente precisión.

¿Qué pasa si se especifican el volumen y la temperatura de la mezcla en lugar de su presión y temperatura? Bien, no hay por qué sentir pánico. Sólo hay que evaluar la presión de la mezcla con la ley de Dalton de las presiones aditivas, y después considerar este valor (que es sólo aproximado) como la presión de la mezcla.

Otro modo de evaluar las propiedades de una mezcla de gases reales es tratar la mezcla como una sustancia pseudopura que tiene propiedades pseudocríticas, determinadas en términos de las propiedades críticas de los gases componentes mediante la regla de Kay. El planteamiento es bastante simple y la precisión suele ser aceptable.

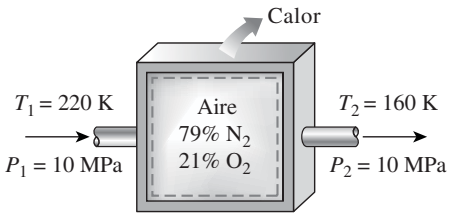


Figura 13-17
Esquema para el ejemplo 13-5.

EJEMPLO 13-5 Enfriamiento de una mezcla de gases no ideales

El aire es una mezcla de N_2, O_2 y pequeñas cantidades de otros gases y su proporción puede acercarse a un 79 por ciento de N_2 y 21 por ciento de O_2 en una base molar. Durante un proceso de flujo estacionario, el aire se enfría de 220 a 160 K a una presión constante de 10 MPa (Fig. 13-17). Determine la transferencia de calor durante este proceso por kmol de aire, utilizando *a*) la aproximación de gas ideal, *b*) la regla de Kay y *c*) la ley de Amagat.

Solución El aire a temperatura baja y presión alta es enfriado a presión constante. Se va a determinar la transferencia de calor utilizando tres métodos distintos.

Suposiciones **1** Es un proceso de flujo estacionario dado que no existe cambio en función del tiempo en cualquier punto y, por lo tanto, $\Delta m_{VC} = 0$ y $\Delta E_{VC} = 0$. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se considera como sistema la *sección de enfriamiento*. Esto es un *volumen de control* puesto que la masa cruza las fronteras del sistema durante el proceso. Observe que el calor se transfiere fuera del sistema.

Las propiedades críticas son $T_{cr} = 126.2$ K y $P_{cr} = 3.39$ MPa para el N_2 y $T_{cr} = 154.8$ K y $P_{cr} = 5.08$ MPa para el O_2. Ambos gases se encuentran arriba de sus temperaturas críticas, aunque los dos tienen valores de presión

también por encima de las críticas. En consecuencia, el aire probablemente se desviará del comportamiento del gas ideal, por lo que debe tratarse como una mezcla de gases reales.

El balance de energía de este sistema de flujo estacionario está expresado sobre una base molar unitaria como

$$e_{\text{entrada}} - e_{\text{salida}} = \Delta e^{\nearrow 0}_{\text{sistema}} = 0 \;\rightarrow\; e_{\text{entrada}} = e_{\text{salida}} \;\rightarrow\; \overline{h}_1 = \overline{h}_2 + \overline{q}_{\text{salida}}$$

$$\overline{q}_{\text{salida}} = \overline{h}_1 - \overline{h}_2 = y_{\text{N}_2}(\overline{h}_1 - \overline{h}_2)_{\text{N}_2} + y_{\text{O}_2}(\overline{h}_1 - \overline{h}_2)_{O_2}$$

donde el cambio de entalpía para cualquiera de los componentes se determina a partir de la carta de entalpía generalizada (Fig. A-29) y de la ecuación 12-58:

$$\overline{h}_1 - \overline{h}_2 = \overline{h}_{1,\text{ideal}} - \overline{h}_{2,\text{ideal}} - R_u T_{\text{cr}}(Z_{h_1} - Z_{h_2})$$

Los primeros dos términos del lado derecho de esta ecuación representan el cambio de entalpía de gas ideal del componente. Los términos entre paréntesis representan la desviación del comportamiento de gas ideal, y su evaluación requiere un conocimiento de la presión reducida P_R y de la temperatura reducida T_R, que se calculan a la temperatura de la mezcla de T_m y a la presión de la mezcla P_m.

a) Si se supone que la mezcla de N_2 y O_2 se va a comportar como un gas ideal, la entalpía de la mezcla dependerá sólo de la temperatura, y los valores de la entalpía a las temperaturas inicial y final pueden determinarse a partir de las tablas de gas ideal del N_2 y del O_2 (tablas A-18 y A-19):

$$\begin{aligned} T_1 = 220\ \text{K} \rightarrow \overline{h}_{1,\text{ideal,N}_2} &= 6\,391\ \text{kJ/kmol} \\ \overline{h}_{1,\text{ideal,O}_2} &= 6\,404\ \text{kJ/kmol} \\ T_2 = 160\ \text{K} \rightarrow \overline{h}_{2,\text{ideal,N}_2} &= 4\,648\ \text{kJ/kmol} \\ \overline{h}_{2,\text{ideal,O}_2} &= 4\,657\ \text{kJ/kmol} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \overline{q}_{\text{salida}} &= y_{\text{N}_2}(\overline{h}_1 - \overline{h}_2)_{\text{N}_2} + y_{\text{O}_2}(\overline{h}_1 - \overline{h}_2)_{\text{O}_2} \\ &= (0.79)(6\,391 - 4\,648)\ \text{kJ/kmol} + (0.21)(6\,404 - 4\,657)\ \text{kJ/kmol} \\ &= \mathbf{1\,744\ kJ/kmol} \end{aligned}$$

b) La regla de Kay se basa en la consideración de una mezcla de gases como una sustancia pseudopura cuyas temperatura y presión crítica son

$$\begin{aligned} T'_{\text{cr},m} &= \sum y_i T_{\text{cr},i} = y_{\text{N}_2} T_{\text{cr,N}_2} + y_{\text{O}_2} T_{\text{cr,O}_2} \\ &= (0.79)(126.2\ \text{K}) + (0.21)(154.8\ \text{K}) = 132.2\ \text{K} \end{aligned}$$

y

$$\begin{aligned} P'_{\text{cr},m} &= \sum y_i P_{\text{cr},i} = y_{\text{N}_2} P_{\text{cr,N}_2} + y_{\text{O}_2} P_{\text{cr,O}_2} \\ &= (0.79)(3.39\ \text{MPa}) + (0.21)(5.08\ \text{MPa}) = 3.74\ \text{MPa} \end{aligned}$$

Entonces,

$$\left.\begin{aligned} T_{R,1} &= \frac{T_{m,1}}{T'_{\text{cr},m}} = \frac{220\ \text{K}}{132.2\ \text{K}} = 1.66 \\ P_R &= \frac{P_m}{P'_{\text{cr},m}} = \frac{10\ \text{MPa}}{3.74\ \text{MPa}} = 2.67 \end{aligned}\right\} Z_{h_1,m} = 1.0$$

$$\left.\begin{aligned} T_{R,2} &= \frac{T_{m,2}}{T'_{\text{cr},m}} = \frac{160\ \text{K}}{132.2\ \text{K}} = 1.21 \\ P_R &= \frac{P_m}{P'_{\text{cr},m}} = \frac{10\ \text{MPa}}{3.74\ \text{MPa}} = 2.67 \end{aligned}\right\} Z_{h_2,m} = 2.6$$

Además,

$$\begin{aligned}\bar{h}_{m_1,\text{ideal}} &= y_{N_2}\bar{h}_{1,\text{ideal},N_2} + y_{O_2}\bar{h}_{1,\text{ideal},O_2}\\ &= (0.79)(6\,391\ \text{kJ/kmol}) + (0.21)(6\,404\ \text{kJ/kmol})\\ &= 6\,394\ \text{kJ/kmol}\\ \bar{h}_{m_2,\text{ideal}} &= y_{N_2}\bar{h}_{2,\text{ideal},N_2} + y_{O_2}\bar{h}_{2,\text{ideal},O_2}\\ &= (0.79)(4\,648\ \text{kJ/kmol}) + (0.21)(4\,657\ \text{kJ/kmol})\\ &= 4\,650\ \text{kJ/kmol}\end{aligned}$$

Por consiguiente,

$$\begin{aligned}\bar{q}_{\text{salida}} &= (\bar{h}_{m_1,\text{ideal}} - \bar{h}_{m_2,\text{ideal}}) - R_u T_{\text{cr}}(Z_{h_1} - Z_{h_2})_m\\ &= [(6\,394 - 4\,650)\ \text{kJ/kmol}] - (8.314\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K})(132.2\ \text{K})(1.0 - 2.6)\\ &= \mathbf{3\,503\ kJ/kmol}\end{aligned}$$

c) Las temperaturas y presiones reducidas tanto para el N_2 como para el O_2 en los estados inicial y final, y los factores de desviación de entalpía correspondiente son, a partir de la figura A-29,

N_2:

$$\left.\begin{aligned}T_{R_1,N_2} &= \frac{T_{m,1}}{T_{\text{cr},N_2}} = \frac{220\ \text{K}}{126.2\ \text{K}} = 1.74\\ P_{R,N_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr},N_2}} = \frac{10\ \text{MPa}}{3.39\ \text{MPa}} = 2.95\end{aligned}\right\} Z_{h_1,N_2} = 0.9$$

$$\left.\begin{aligned}P_{R,N_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr},N_2}} = \frac{10\ \text{MPa}}{3.39\ \text{MPa}} = 2.95\\ T_{R_2,N_2} &= \frac{T_{m,2}}{T_{\text{cr},N_2}} = \frac{160\ \text{K}}{126.2\ \text{K}} = 1.27\end{aligned}\right\} Z_{h_2,N_2} = 2.4$$

O_2:

$$\left.\begin{aligned}T_{R_1,O_2} &= \frac{T_{m,1}}{T_{\text{cr},O_2}} = \frac{220\ \text{K}}{154.8\ \text{K}} = 1.42\\ P_{R,O_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr},O_2}} = \frac{10\ \text{MPa}}{5.08\ \text{MPa}} = 1.97\end{aligned}\right\} Z_{h_1,O_2} = 1.3$$

$$\left.\begin{aligned}P_{R,O_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr},O_2}} = \frac{10\ \text{MPa}}{5.08\ \text{MPa}} = 1.97\\ T_{R_1,O_2} &= \frac{T_{m,2}}{T_{\text{cr},O_2}} = \frac{160\ \text{K}}{154.8\ \text{K}} = 1.03\end{aligned}\right\} Z_{h_2,O_2} = 4.0$$

De la ecuación 12-58,

$$\begin{aligned}(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{N_2} &= (\bar{h}_{1,\text{ideal}} - \bar{h}_{2,\text{ideal}})_{N_2} - R_u T_{\text{cr}}(Z_{h_1} - Z_{h_2})_{N_2}\\ &= [(6\,391 - 4\,648)\ \text{kJ/kmol}] - (8.314\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K})(126.2\ \text{K})(0.9 - 2.4)\\ &= 3\,317\ \text{kJ/kmol}\\ (\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{O_2} &= (\bar{h}_{1,\text{ideal}} - \bar{h}_{2,\text{ideal}})_{O_2} - R_u T_{\text{cr}}(Z_{h_1} - Z_{h_2})_{O_2}\\ &= [(6\,404 - 4\,657)\ \text{kJ/kmol}] - (8.314\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K})(154.8\ \text{K})(1.3 - 4.0)\\ &= 5\,222\ \text{kJ/kmol}\end{aligned}$$

En consecuencia,

$$\begin{aligned}\bar{q}_{\text{salida}} &= y_{N_2}(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{N_2} + y_{O_2}(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{O_2}\\ &= (0.79)(3\,317\ \text{kJ/kmol}) + (0.21)(5\,222\ \text{kJ/kmol})\\ &= \mathbf{3\,717\ kJ/kmol}\end{aligned}$$

Comentario Este resultado es casi 6 por ciento mayor que el obtenido en el inciso *b*) utilizando la regla de Kay. Aunque es más de dos veces del resultado obtenido cuando se supuso la mezcla como un gas ideal.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Potencial químico y el trabajo de separación de mezclas

Cuando dos gases o dos líquidos miscibles se ponen en contacto, se mezclan y forman una solución o mezcla homogénea sin que se requiera ninguna entrada de trabajo. Es decir, la tendencia natural de las sustancias miscibles que se ponen en contacto es mezclarse entre sí. Éstos son procesos irreversibles y, en consecuencia, es imposible que ocurra de manera espontánea el proceso de separación. Por ejemplo, los gases puros nitrógeno y oxígeno fácilmente se mezclan cuando se ponen en contacto, pero una mezcla de nitrógeno y oxígeno (como el aire) nunca se separa en nitrógeno u oxígeno puros cuando se les deja solos.

Los procesos de mezcla y separación se usan con frecuencia en la práctica. Los procesos de separación requieren una entrada de trabajo (o, más generalmente, energía), y reducir esta entrada de trabajo requerida es una parte importante del proceso de diseño de las plantas de separación. La presencia de moléculas disímiles en una mezcla afecta a cada una de ellas y, por lo tanto, la influencia de la composición sobre las propiedades debe tomarse en cuenta en cualquier análisis termodinámico. En esta sección se analizarán los procesos generales de mezcla, con particular énfasis en soluciones ideales, y se determinarán la generación de entropía y la destrucción de exergía. Luego se considerará el proceso inverso de separación y se determinará la entrada de trabajo mínima (o reversible) necesaria para la separación.

La *función de Gibbs específica* (o *energía libre de Gibbs*) g se define como la propiedad de combinación $g = h - Ts$. Usando la relación $dh = \forall dP + Tds$, el cambio diferencial de la función de Gibbs de una sustancia pura que se obtiene tomando diferenciales es

$$dg = \forall\, dP - s\, dT \quad \text{o} \quad dG = \forall\, dP - S\, dT \qquad \text{(sustancia pura)} \qquad \textbf{(13-27)}$$

Para una mezcla, la función total de Gibbs es una función de dos propiedades intensivas independientes así como de la composición, por lo cual se expresa como $G = G(P, T, N_1, N_2, \ldots, N_i)$. Su diferencial es

$$dG = \left(\frac{\partial G}{\partial P}\right)_{T,N} dP + \left(\frac{\partial G}{\partial T}\right)_{P,N} dT + \sum_i \left(\frac{\partial G}{\partial N_i}\right)_{P,T,N_j} dN_i \qquad \text{(mezcla)} \qquad \textbf{(13-28)}$$

donde el subíndice N_j indica que los números molares de todos los componentes en la mezcla distintos al componente i deben mantenerse constantes durante la derivación. Para una sustancia pura, el último término se deja fuera debido a que la composición es fija, y la ecuación anterior debe reducirse a aquella para una sustancia pura. Comparando las ecuaciones 13-27 y 13-28 se obtiene

$$dG = \forall\, dP - S\, dT + \sum_i \mu_i\, dN_i \quad \text{o} \quad d\overline{g} = \overline{v}\, dP - \overline{s}\, dT + \sum_i \mu_i\, dy_i \qquad \textbf{(13-29)}$$

---

* Esta sección puede ignorarse sin que esto represente una pérdida de continuidad.

Figura 13-18
Para una sustancia pura, el potencial químico es equivalente a la función de Gibbs.

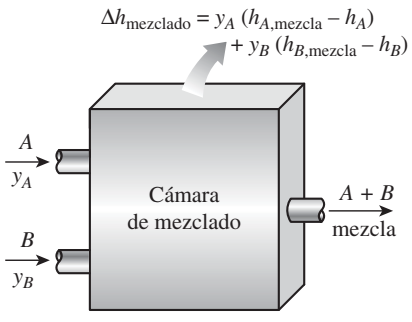


Figura 13-19
La cantidad de calor liberado o absorbido durante un proceso de mezclado se conoce como la entalpía (o calor) de mezclado, que es cero para soluciones ideales.

donde $y_i = N_i/N_m$ es la fracción molar del componente i (N_m es el número total de moles de la mezcla) y

$$\mu_i = \left(\frac{\partial G}{\partial N_i}\right)_{P,T,N_j} = \tilde{g}_i = \tilde{h}_i - T\tilde{s}_i \qquad \text{(para el componente } i \text{ de una mezcla)} \tag{13-30}$$

es el **potencial químico**, que es *el cambio en la función de Gibbs de la mezcla en una fase especificada cuando una cantidad unitaria del componente i en la misma fase se agrega, mientras que la presión, la temperatura y las cantidades de todos los otros componentes se mantienen constantes*. El símbolo tilde (como en $\tilde{v}$, $\tilde{h}$ y $\tilde{s}$) se usa para denotar las **propiedades molares parciales** de los componentes. Advierta que el término de sumatoria en la ecuación 13-29 es cero para un sistema de componente simple, y por ende, el potencial químico de un sistema puro en una fase dada es equivalente a la función molar de Gibbs (Fig. 13-18) puesto que $G = Ng = N\mu$, donde

$$\mu = \left(\frac{\partial G}{\partial N}\right)_{P,T} = \bar{g} = \bar{h} - T\bar{s} \qquad \text{(sustancia pura)} \tag{13-31}$$

En consecuencia, la diferencia entre el potencial químico y la función de Gibbs se debe al efecto de las moléculas disímiles en una mezcla entre ellas. Debido a este efecto molecular, el volumen de la mezcla de dos líquidos miscibles puede ser mayor o menor que la suma de los volúmenes iniciales de los líquidos individuales. Del mismo modo, la entalpía total de la mezcla de dos componentes a la misma presión y temperatura, en general, no es igual a la suma de las entalpías totales de los componentes individuales antes del mezclado; la diferencia es la entalpía (o calor) de mezclado, que es el calor liberado o absorbido conforme dos o más componentes son mezclados de manera isotérmica. Por ejemplo, el volumen de una mezcla de alcohol etílico y agua es, porcentualmente, un poco menor que la suma de los volúmenes de los líquidos individuales antes del mezclado. Además, cuando el agua y la harina se mezclan para hacer masa, la temperatura de la masa se eleva notoriamente debido a la entalpía de mezclado liberada.

Por las razones anteriores, las propiedades molares parciales de los componentes (denotadas por una tilde) deberían emplearse en la evaluación de las propiedades extensivas de una mezcla, en vez de las propiedades específicas de los componentes puros. Por ejemplo, el volumen total, la entalpía y la entropía de una mezcla deberían determinarse, respectivamente, a partir de

$$V = \sum_i N_i\tilde{v}_i \quad H = \sum_i N_i\tilde{h}_i \quad \text{y} \quad S = \sum_i N_i\tilde{s}_i \qquad \text{(mezcla)} \tag{13-32}$$

en lugar de

$$V^* = \sum_i N_i\bar{v}_i \quad H^* = \sum_i N_i\bar{h}_i \quad \text{y} \quad S^* = \sum_i N_i\bar{s}_i \tag{13-33}$$

Entonces los cambios en estas propiedades extensivas durante el mezclado se convierten en

$$\Delta V_{\text{mezclado}} = \sum_i N_i(\tilde{v}_i - \bar{v}_i),\ \Delta H_{\text{mezclado}} = \sum_i N_i(\tilde{h}_i - \bar{h}_i),\ \Delta S_{\text{mezclado}} = \sum_i N_i(\tilde{s}_i - \bar{s}_i) \tag{13-34}$$

donde $\Delta H_{\text{mezclado}}$ es la **entalpía de mezclado** y $\Delta S_{\text{mezclado}}$ es la **entropía de mezclado** (Fig. 13-19). La entalpía de mezclado es positiva para procesos

de mezclado exotérmico, negativa para procesos de mezclado endotérmico, y nula para procesos de mezclado isotérmico durante los cuales ni se absorbe ni se libera calor. Advierta que el mezclado es un proceso irreversible y, por ende, la entropía de mezclado debe ser una cantidad positiva durante un proceso adiabático. El volumen específico, la entalpía y la entropía de una mezcla se determinan a partir de

$$\bar{v} = \sum_i y_i \tilde{v}_i \qquad \bar{h} = \sum_i y_i \tilde{h}_i \quad \text{y} \quad \bar{s} = \sum_i y_i \tilde{s}_i \tag{13-35}$$

donde y_i es la fracción molar del componente i en la mezcla.

Reconsidere la ecuación 13-29 para dG. Recuérdese que las propiedades son funciones puntuales y que tienen diferenciales exactas. En consecuencia, la prueba de exactitud se puede aplicar al lado derecho de la ecuación 13-29 para obtener algunas relaciones importantes. Para la diferencial $dz = M\,dx + N\,dy$ de una función $z(x, y)$, la prueba de exactitud se expresa como $(\partial M/\partial y)_x = (\partial N/\partial x)_y$. Cuando la cantidad de componente i en una mezcla varía a presión o temperatura constantes mientras que otros componentes (indicados por j) se mantienen constantes, la ecuación 13-29 se simplifica a

$$dG = -S\,dT + \mu_i\,dN_i \qquad (\text{para } P = \text{constante y } N_j = \text{constante}) \tag{13-36}$$

$$dG = \forall\,dP + \mu_i\,dN_i \qquad (\text{para } T = \text{constante y } N_j = \text{constante}) \tag{13-37}$$

Al aplicar la prueba de exactitud a ambas relaciones se obtiene

$$\left(\frac{\partial \mu_i}{\partial T}\right)_{P,N} = -\left(\frac{\partial S}{\partial N_i}\right)_{T,P,N_j} = -\tilde{s}_i \quad \text{y} \quad \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial P}\right)_{T,N} = \left(\frac{\partial \forall}{\partial N_i}\right)_{T,P,N_j} = \tilde{v}_i \tag{13-38}$$

donde el subíndice N indica que los números molares de todos los componentes (y, por lo tanto, la composición de la mezcla) permanecerán constantes. Si se toma el potencial químico de un componente como una función de la temperatura, la presión y la composición, entonces $\mu_i = \mu_i\,(P, T, y_1, y_2, \ldots, y_j \ldots)$, y su diferencial total puede expresarse como

$$d\mu_i = d\tilde{g}_i = \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial P}\right)_{T,y} dP + \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial T}\right)_{P,y} dT + \sum_i \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial y_i}\right)_{P,T,y_j} dy_i \tag{13-39}$$

donde el subíndice y indica que las fracciones molares de todos los componentes (y por ello, la composición de la mezcla) permanecerán constantes. Al sustituir las ecuaciones 13-38 en la relación anterior se obtiene

$$d\mu_i = \tilde{v}_i\,dP - \tilde{s}_i\,dT + \sum_i \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial y_i}\right)_{P,T,y_j} dy_i \tag{13-40}$$

Para una mezcla de composición fija sometida a un proceso isotérmico, la relación se simplifica a

$$d\mu_i = \tilde{v}_i\,dP \qquad (T = \text{constante}, y_i = \text{constante}) \tag{13-41}$$

Mezclas de gases ideales y soluciones ideales

Cuando el efecto entre las moléculas disímiles en una mezcla es insignificante, se dice que la mezcla es una **mezcla ideal** o **solución ideal** y el *potencial químico de un componente en tal mezcla es igual a la función de Gibbs del componente puro*. Muchas soluciones líquidas encontradas en la práctica,

especialmente las diluidas, satisfacen esta condición de manera muy cercana, y se consideran como soluciones ideales con error despreciable. Como se esperaba, la aproximación de solución ideal simplifica enormemente el análisis termodinámico de las mezclas. En una solución ideal, una molécula trata a las moléculas de todos los componentes en la mezcla de la misma manera: sin atracción o repulsión adicional para las moléculas de otros componentes. Generalmente éste es el caso para las mezclas de sustancias similares tales como los productos de petróleo. Las sustancias muy disímiles como el agua y el aceite nunca se mezclarán en absoluto para formar una solución.

Para una mezcla de gases ideales a temperatura T y presión total P, el volumen molar parcial de un componente i es $\tilde{v}_i = v_i = R_u T/P$. Al sustituir esta relación en la ecuación 13-41 se obtiene

$$d\mu_i = \frac{R_u T}{P}\, dP = R_u T d \ln P = R_u T d \ln P_i \quad \begin{matrix} (T = \text{constante}, \\ y_i = \text{constante, gas ideal}) \end{matrix} \qquad \textbf{(13-42)}$$

dado que, a partir de la ley de presiones aditivas de Dalton, $P_i = y_i P$ para una mezcla de gases ideales, y

$$d \ln P_i = d \ln(y_i P) = d(\ln y_i + \ln P) = d \ln P \qquad (y_i = \text{constante}) \qquad \textbf{(13-43)}$$

para y_i constante. Al integrar la ecuación 13-42 a temperatura constante desde la presión P de la mezcla total hasta la presión componente P_i del componente i, se obtiene

$$\mu_i(T, P_i) = \mu_i(T, P) + R_u T \ln \frac{P_i}{P} = \mu_i(T, P) + R_u T \ln y_i \qquad (\text{gas ideal}) \qquad \textbf{(13-44)}$$

Para $y_i = 1$ (esto es, una sustancia pura de componente i solo), el último término en la ecuación anterior desaparece y se termina con $\mu_i(T, P_i) = \mu_i(T, P)$, que es el valor para la sustancia pura i. En consecuencia, el término $\mu_i(T, P)$ es simplemente el potencial químico de la sustancia pura i cuando existe sola a presión y temperatura de mezcla total, lo cual es equivalente a la función de Gibbs pues el potencial químico y la función de Gibbs son idénticas para sustancias puras. También advierta que el término $\mu_i(T, P)$ es independiente de la composición de la mezcla y las fracciones molares, y su valor puede ser determinado a partir de las tablas de propiedades de las sustancias puras. Entonces la ecuación 13-44 puede reescribirse de forma más explícita como

$$\mu_{i,\text{mezcla,ideal}}(T, P_i) = \mu_{i,\text{puro}}(T, P) + R_u T \ln y_i \qquad \textbf{(13-45)}$$

Advierta que *el potencial químico de un componente de una mezcla de gases ideales depende de la fracción molar de los componentes, así como de la temperatura y presión de la mezcla, y es independiente de la identidad de los otros gases constituyentes.* Esto no es sorprendente ya que las moléculas de un gas ideal se comportan como si existiesen solas y no fueran influidas por la presencia de otras moléculas.

La ecuación 13-45 se desarrolló para una mezcla de gases ideales, pero también es aplicable a mezclas o soluciones que se comportan de la misma forma; esto es, mezclas o soluciones en las cuales los efectos recíprocos entre las moléculas de diferentes componentes son insignificantes. La clase de tales mezclas se denomina *soluciones ideales* (o *mezclas ideales*), como se explicó antes. La mezcla de gases ideales descrita líneas antes, sólo es una categoría de soluciones ideales. Otra gran categoría de estas soluciones es la de las *solu-*

ciones líquidas diluidas, como el agua salada. Es posible demostrar que la entalpía de mezclado y el cambio de volumen debido al mezclado son iguales a cero para soluciones ideales (véase Wark, 1995). Esto es

$$\Delta V_{\text{de mezclado,ideal}} = \sum_i N_i(\tilde{v}_i - \bar{v}_i) = 0 \quad \text{y} \quad \Delta H_{\text{de mezclado,ideal}} = \sum_i N_i(\tilde{h}_i - \bar{h}_i) = 0 \tag{13-46}$$

Entonces se desprende que $\tilde{v}_i = \bar{v}_i$ y $\tilde{h}_i = \bar{h}_i$. Es decir, el volumen molar parcial y la entalpía molar parcial de un componente en una solución es igual al volumen y la entalpía específicos de dicho componente cuando éste existió aislado como una sustancia pura a temperatura y presión de la mezcla. Por lo tanto, el volumen y la entalpía específicos de componentes individuales no cambian durante el mezclado si ellos forman una solución ideal. Entonces, el volumen y la entalpía específicos de una solución ideal se expresan como (Fig. 13-20)

$$\bar{v}_{\text{de mezclado,ideal}} = \sum_i y_i \tilde{v}_i = \sum_i y_i \bar{v}_{i,\text{puro}} \quad \text{y} \quad \bar{h}_{\text{de mezclado,ideal}} = \sum_i y_i \tilde{h}_i = \sum_i y_i \bar{h}_{i,\text{puro}} \tag{13-47}$$

Observe que éste no es el caso para la entropía y las propiedades que involucran entropía, tales como la función de Gibbs, incluso para soluciones ideales. Para obtener una relación para la entropía de una mezcla, se necesita derivar la ecuación 13-45 con respecto a la temperatura, a presión constante y fracción molar,

$$\left(\frac{\partial \mu_{i,\text{de mezclado}}(T, P_i)}{\partial T}\right)_{P,y} = \left(\frac{\partial \mu_{i,\text{puro}}(T, P)}{\partial T}\right)_{P,y} + R_u \ln y_i \tag{13-48}$$

Se observa a partir de la ecuación 13-38 que las dos derivadas parciales anteriores simplemente son el negativo de las entropías molares parciales. Al sustituir,

$$\bar{s}_{i,\text{de mezclado,ideal}}(T, P_i) = \bar{s}_{i,\text{puro}}(T, P) - R_u \ln y_i \qquad \text{(solución ideal)} \tag{13-49}$$

Se aprecia que $\ln y_i$ es una cantidad negativa pues $y_i < 1$, y entonces $-R_u \ln y_i$ siempre es positivo. De este modo, la entropía de un componente en una mezcla siempre es mayor que la entropía de dicho componente cuando éste se manifiesta sólo a la temperatura y presión de mezcla. Por ello, la **entropía de mezclado** de una solución ideal se determina al sustituir la ecuación 13-49 en la ecuación 13-34:

$$\Delta S_{\text{de mezclado,ideal}} = \sum_i N_i(\tilde{s}_i - \bar{s}_i) = -R_u \sum_i N_i \ln y_i \qquad \text{(solución ideal)} \tag{13-50a}$$

o dividiendo entre el número total de moles de la mezcla N_m,

$$\Delta \bar{s}_{\text{de mezclado,ideal}} = \sum_i y_i(\tilde{s}_i - \bar{s}_i) = -R_u \sum_i y_i \ln y_i \quad \text{(por unidad molar de mezcla)} \tag{13-50b}$$

Trabajo mínimo de separación de mezclas

El balance de entropía para un sistema de flujo estacionario se simplifica a $S_{\text{ent}} - S_{\text{sal}} + S_{\text{gen}} = 0$. Se advierte que la entropía puede ser transferida por calor y

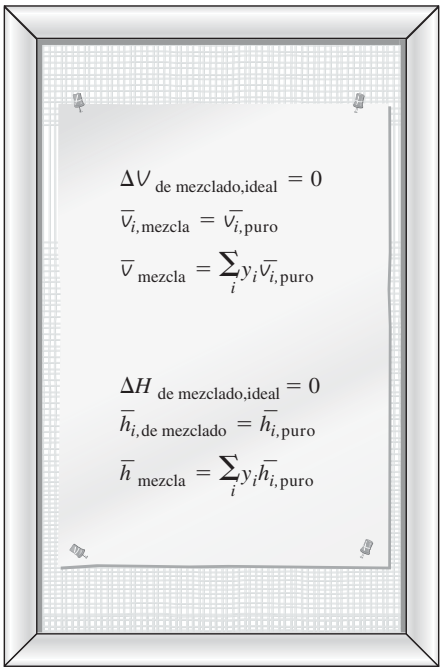


Figura 13-20

El volumen y la entalpía específicos de los componentes individuales no cambian durante el mezclado si ellos forman una solución ideal (éste no es el caso de la entropía).

masa solamente, así que la generación de entropía durante un proceso de mezclado adiabático que forma una solución ideal se convierte en

$$S_{\text{gen}} = S_{\text{sal}} - S_{\text{ent}} = \Delta S_{\text{de mezclado}} = -R_u \sum_i N_i \ln y_i \qquad \text{(solución ideal)} \qquad \textbf{(13-51}\boldsymbol{a}\textbf{)}$$

o

$$\bar{s}_{\text{gen}} = \bar{s}_{\text{sal}} - \bar{s}_{\text{ent}} = \Delta s_{\text{de mezclado}} = -R_u \sum_i y_i \ln y_i \qquad \text{(mezcla de un mol)} \qquad \textbf{(13-51}\boldsymbol{b}\textbf{)}$$

Además, al notar que $X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}}$, la exergía destruida durante este proceso (y durante cualquier otro) se obtiene al multiplicar la generación de entropía por la temperatura del ambiente T_0. Esto produce

$$X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} = -R_u T_0 \sum_i N_i \ln y_i \qquad \text{(solución ideal)} \qquad \textbf{(13-52}\boldsymbol{a}\textbf{)}$$

o

$$\bar{x}_{\text{destruida}} = T_0 \bar{s}_{\text{gen}} = -R_u T_0 \sum_i y_i \ln y_i \qquad \text{(mezcla de un mol)} \qquad \textbf{(13-52}\boldsymbol{b}\textbf{)}$$

La exergía destruida representa el potencial de trabajo desperdiciado: el trabajo que sería producido si el proceso de mezclado ocurriese de manera reversible. Para un proceso reversible o "termodinámicamente perfecto", la generación de entropía y, por ende, la exergía destruida es cero. Además, para procesos reversibles, la salida de trabajo es un máximo (o la entrada de trabajo es un mínimo si el proceso no ocurre de manera natural y requiere entrada). La diferencia entre el trabajo reversible y el verdadero trabajo útil se debe a irreversibilidades, y es igual a la destrucción de exergía. En consecuencia, $X_{\text{destruida}} = W_{\text{rev}} - W_{\text{verdadero}}$. Entonces se sigue que para un proceso que ocurre de manera natural, durante el cual no se produce trabajo, el trabajo reversible es igual a la destrucción de exergía (Fig. 13-21). Por lo tanto, para el proceso de mezclado adiabático que forma una solución ideal, el trabajo reversible (total y por unidad molar de mezcla) es, de acuerdo con la ecuación 13-52,

$$W_{\text{rev}} = -R_u T_0 \sum_i N_i \ln y_i \quad \text{y} \quad \bar{w}_{\text{rev}} = -R_u T_0 \sum_i y_i \ln y_i \qquad \textbf{(13-53)}$$

Un proceso reversible, por definición, es aquel que puede ser revertido sin dejar un efecto neto en los entornos. Esto requiere que la dirección de todas las interacciones sea revertida mientras sus magnitudes permanecen iguales cuando el proceso es revertido. En consecuencia, la entrada de trabajo durante un proceso de separación reversible debe ser igual a la salida de trabajo durante el proceso revertido de mezclado. Una violación de este principio sería una violación de la segunda ley de la termodinámica. La entrada de trabajo requerido para un proceso de separación reversible es la entrada de trabajo mínimo requerido para lograr dicha separación, ya que la entrada de trabajo para los procesos reversibles siempre es menor que la entrada de trabajo de los correspondientes procesos irreversibles. Entonces, la entrada de trabajo mínimo requerido para el proceso de separación se expresa como

$$W_{\text{mín,ent}} = -R_u T_0 \sum_i N_i \ln y_i \quad \text{y} \quad \bar{w}_{\text{mín,ent}} = -R_u T_0 \sum_i y_i \ln y_i \qquad \textbf{(13-54)}$$

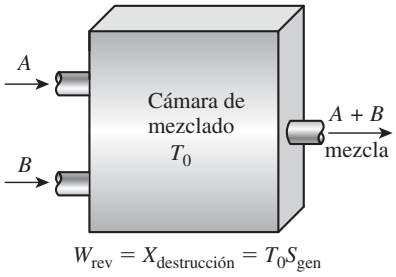


Figura 13-21

Para un proceso que ocurre naturalmente, durante el cual no se produce ni se consume trabajo, el trabajo reversible es igual a la destrucción de exergía.

También puede expresarse en la forma de tasa como

$$\dot{W}_{\text{mín,ent}} = -R_u T_0 \sum_i \dot{N}_i \ln y_i = -\dot{N}_m R_u T_0 \sum_i y_i \ln y_i \qquad \text{(kW)} \qquad \textbf{(13-55)}$$

donde $\dot{W}_{\text{mín,ent}}$ es la entrada de potencia mínima requerida para separar una solución a una razón de $\dot{N}_m$ kmol/s (o $\dot{m}_m = \dot{N}_m M_m$ kg/s) en sus componentes. El trabajo de separación por unidad de masa de mezcla se determina a partir de $w_{\text{mín,ent}} = \overline{w}_{\text{mín,ent}}/M_m$, donde M_m es la masa molar aparente de la mezcla.

Las anteriores relaciones de trabajo mínimo son para la separación completa de los componentes en la mezcla. La entrada de trabajo requerido será menor si los flujos a la salida no son puros. El trabajo reversible para separación incompleta puede determinarse mediante el cálculo del trabajo mínimo de separación para la mezcla de entrada y los trabajos mínimos de separación para las mezclas salientes, y luego tomando sus diferencias.

Procesos de mezclado reversibles

Los procesos de mezclado que ocurren naturalmente son irreversibles, y todo el trabajo potencial se desperdicia durante dichos procesos. Por ejemplo, cuando el agua dulce de un río se mezcla con el agua salina en un océano, se pierde una oportunidad para producir trabajo. Si este mezclado se realiza reversiblemente (mediante el uso de membranas semipermeables, por ejemplo) puede producirse cierto trabajo. La cantidad máxima de trabajo que puede obtenerse durante un proceso de mezclado es igual a la cantidad mínima de entrada de trabajo necesaria para el correspondiente proceso de separación (Fig. 13-22). Esto es,

$$W_{\text{máx,sal,de mezclado}} = W_{\text{mín,ent,separación}} \qquad \textbf{(13-56)}$$

Por lo tanto, las relaciones de entrada de trabajo mínimo expuestas con anterioridad para la separación, también pueden emplearse para determinar la salida de trabajo máximo para mezclado.

Las relaciones de entrada de trabajo mínimo son independientes de cualquier equipo o proceso. Por ende, las relaciones desarrolladas anteriormente son aplicables para cualquier proceso de separación sin importar el equipo, sistema o proceso reales, y se utilizan para una amplia gama de procesos de separación, incluyendo la desalinización del mar o agua salobre.

Eficiencia según la segunda ley

La eficiencia según la segunda ley es una medida de cuán cercanamente un proceso se aproxima a un proceso reversible correspondiente, y ello indica el rango disponible para mejorías potenciales. Advierta que los rangos de eficiencia según la segunda ley varían desde 0 por ciento para procesos totalmente irreversibles hasta 100 por ciento para procesos totalmente reversibles; por ello, la eficiencia según la segunda ley para los procesos de separación y mezclado se define como

$$\eta_{\text{II,separación}} = \frac{\dot{W}_{\text{mín,ent}}}{\dot{W}_{\text{real,ent}}} = \frac{w_{\text{mín,ent}}}{w_{\text{real,ent}}} \quad \text{y} \quad \eta_{\text{II, mezclado}} = \frac{\dot{W}_{\text{real,sal}}}{\dot{W}_{\text{máx,sal}}} = \frac{w_{\text{real,sal}}}{w_{\text{máx,sal}}} \qquad \textbf{(13-57)}$$

donde $\dot{W}_{\text{real,ent}}$ es la entrada de potencia real (o consumo de exergía) de la planta de separación; y $\dot{W}_{\text{real,sal}}$ es la potencia real producida durante el mezclado. Advierta que la eficiencia según la segunda ley siempre es menor que 1 dado que el proceso de separación real requerirá una mayor cantidad de

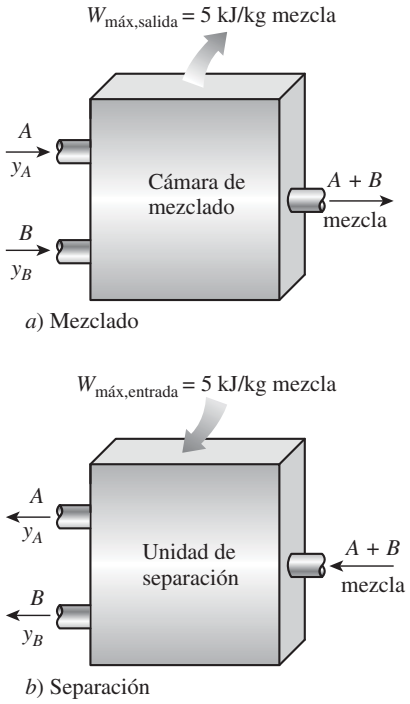


Figura 13-22

Bajo condiciones reversibles, el trabajo consumido durante la separación es igual al trabajo producido durante el proceso inverso de mezclado.

entrada de trabajo debido a irreversibilidades. Por lo tanto, la entrada de trabajo mínimo y la eficiencia según la segunda ley proporcionan una base para comparar los procesos de separación reales de los "idealizados", y para valorar el rendimiento termodinámico de las plantas de separación.

Una eficiencia según la segunda ley para procesos de mezclado también puede definirse como el trabajo real producido durante el mezclado dividido entre el potencial de trabajo máximo disponible. Sin embargo, esta definición no tiene mucho valor práctico, puesto que no se realiza esfuerzo para producir trabajo durante la mayor parte de los procesos de mezclado y, por ello, la eficiencia según la segunda ley es cero.

Caso especial: separación de una mezcla de dos componentes

Considere una mezcla de dos componentes, A y B, cuyas fracciones molares son y_A y y_B. Advierta que $y_B = 1 - y_A$, la entrada de trabajo mínimo requerido para separar por completo 1 kmol de esta mezcla, a temperatura T_0, en A puro y B puro es, a partir de la ecuación 13-54,

$$\overline{w}_{\text{mín,ent}} = -R_u T_0 (y_A \ln y_A + y_B \ln y_B) \qquad (\text{kJ/kmol mezcla}) \qquad \textbf{(13-58}\textit{a}\textbf{)}$$

o

$$W_{\text{mín,ent}} = -R_u T_0 (N_A \ln y_A + N_B \ln y_B) \qquad (\text{kJ}) \qquad \textbf{(13-58}\textit{b}\textbf{)}$$

o, a partir de la ecuación 13-55,

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{mín,ent}} &= -\dot{N}_m R_u T_0 (y_A \ln y_A + y_B \ln y_B) \\ &= -\dot{m}_m R_m T_0 (y_A \ln y_A + y_B \ln y_B) \qquad (\text{kW}) \end{aligned} \qquad \textbf{(13-58}\textit{c}\textbf{)}$$

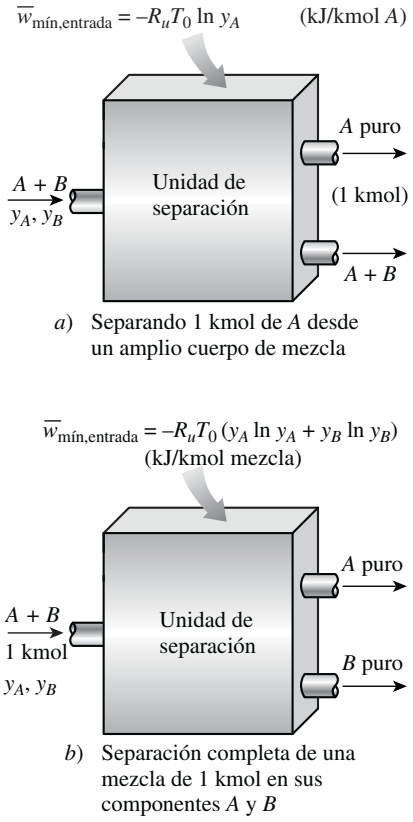
Ciertos procesos de separación involucran la extracción de tan sólo uno de los componentes de una gran cantidad de mezcla, de modo que la composición de la mezcla restante permanece prácticamente igual. Considere una mezcla de dos componentes A y B cuyas fracciones molares son y_A y y_B, respectivamente. El trabajo mínimo requerido para separar 1 kmol de componente puro A de la mezcla de $N_m = N_A + N_B$ kmol (con $N_A \gg 1$) está determinado por la sustracción del trabajo mínimo requerido para separar la mezcla restante $-R_u T_0[(N_A - 1)\ln y_A + N_B \ln y_B]$ del trabajo mínimo requerido para separar la mezcla inicial $W_{\text{mín,ent}} = -R_u T_0 (N_A \ln y_A + N_B \ln y_B)$. Esto produce (Fig. 13-23)

$$\overline{w}_{\text{mín,ent}} = -R_u T_0 \ln y_A = R_u T_0 \ln(1/y_A) \qquad (\text{kJ/kmol } A) \qquad \textbf{(13-59)}$$

El trabajo mínimo necesario para separar una masa unitaria (1 kg) de componente A se determina a partir de la relación anterior mediante la sustitución de R_u por R_A (o al dividir la relación anterior entre la masa molar del componente A) ya que $R_A = R_u/M_A$. La ecuación 13-59 también proporciona la cantidad máxima de trabajo que puede realizarse conforme una unidad de componente A puro se mezcla con una gran cantidad de mezcla $A + B$.

Una aplicación: procesos de desalinización

Las necesidades de agua potable del mundo están aumentando de manera constante debido a: el crecimiento poblacional, elevados estándares de vida, la industrialización y la irrigación en agricultura. Existen más de 10 mil plantas desalinizadoras en el mundo, con una capacidad total de agua dulce de 5 mil millones de galones al día. Arabia Saudita es el mayor usuario de la desalini-



a) Separando 1 kmol de A desde un amplio cuerpo de mezcla

b) Separación completa de una mezcla de 1 kmol en sus componentes A y B

Figura 13-23

El trabajo mínimo requerido para separar una mezcla de dos componentes para los dos casos límite.

zación, con aproximadamente 25 por ciento de la capacidad mundial, y Estados Unidos es el segundo mayor usuario, con 10 por ciento. Los principales métodos de desalinización son la destilación y la ósmosis inversa. Las relaciones anteriores se pueden usar directamente para procesos de desalinización, considerando el agua (el solvente) como el componente *A* y las sales disueltas (el soluto) como el componente *B*. Entonces, el trabajo mínimo necesario para producir 1 kg de agua pura a partir de un gran depósito de agua de mar o salobre a temperatura T_0 en un ambiente a T_0 es, a partir de la ecuación 13-59,

Desalinización: $$w_{\text{mín,ent}} = -R_w T_0 \ln(1/y_w) \qquad \text{(kJ/kg agua pura)} \tag{13-60}$$

donde $R_w = 0.4615$ kJ/kg · K es la constante del gas del agua y y_w es la fracción molar de agua en el agua de mar o salobre. La relación anterior también brinda la cantidad máxima de trabajo que puede producirse conforme 1 kg de agua dulce (de un río, por ejemplo) se mezcla con agua de mar cuya fracción molar de agua es y_w.

El trabajo reversible asociado con el flujo líquido también puede expresarse en términos de diferencia de presión ΔP y diferencia de elevación Δz (energía potencial) como $w_{\text{mín,ent}} = \Delta P/\rho = g\,\Delta z$ donde ρ es la densidad del líquido. Al combinar estas relaciones con la ecuación 13-60 se obtiene

$$\Delta P_{\text{mín}} = \rho w_{\text{mín,ent}} = \rho R_w T_0 \ln(1/y_w) \qquad \text{(kPa)} \tag{13-61}$$

y

$$\Delta z_{\text{mín}} = w_{\text{mín,ent}}/g = R_w T_0 \ln(1/y_w)/g \qquad \text{(m)} \tag{13-62}$$

donde $\Delta P_{\text{mín}}$ es la **presión osmótica**, que representa la diferencia de presión a través de una membrana semipermeable que separa agua dulce de agua salina bajo condiciones de equilibrio; ρ es la densidad del agua salada, y $\Delta z_{\text{mín}}$ es la **elevación osmótica**, la cual representa la distancia vertical que el agua salina se elevaría al separarla del agua dulce por medio de una membrana que es permeable a las moléculas de agua solas (de nuevo en equilibrio). Para procesos de desalinización, $\Delta P_{\text{mín}}$ representa la presión mínima a que el agua salina debe ser comprimida para forzar las moléculas de agua en el agua salina a pasar a través de la membrana hacia el lado del agua dulce durante un proceso de desalinización por ósmosis inversa. De manera alterna $\Delta z_{\text{mín}}$ representa la altura mínima sobre el nivel del agua dulce a que el agua salina debe elevarse para producir la diferencia de presión osmótica requerida a través de la membrana para obtener agua dulce. $\Delta z_{\text{mín}}$ también representa la altura que el agua con materia orgánica disuelta dentro de las raíces alcanzará a través del árbol cuando las raíces estén rodeadas con agua dulce, con las raíces actuando como membranas semipermeables. El proceso de ósmosis inversa con membranas semipermeables también se emplea en máquinas de diálisis para purificar la sangre de los pacientes con riñones dañados.

EJEMPLO 13-6 Obtención de agua dulce a partir de agua de mar

Se va a obtener agua dulce a partir de agua de mar a 15 °C con una salinidad de 3.48 por ciento sobre base de masa (o TDS[1] = 34 800 ppm[2]). Determine *a*) las fracciones molares de agua y las sales en el agua de mar, *b*) la entrada de trabajo mínimo requerido para separar completamente 1 kg de agua de

[1] TDS: contenido total de sólidos disueltos (*total dissolved solids*).
[2] ppm: partes por millón sobre la base másica.

mar en agua pura y sales puras, *c*) la entrada de trabajo mínimo requerido para obtener 1 kg de agua dulce usando la del mar, y *d*) la presión estimada mínima a la que el agua de mar debe elevarse si el agua dulce debe obtenerse por ósmosis inversa usando membranas semipermeables.

Solución Se debe obtener agua dulce a partir de agua de mar. Deben determinarse las fracciones molares del agua de mar, los trabajos mínimos de separación necesarios para los dos casos límite, y la presurización requerida de agua de mar para ósmosis inversa.

Suposiciones **1** El agua de mar es una solución ideal dado que está diluida. **2** El total de sólidos disueltos en agua puede tratarse como sal de mesa (NaCl). **3** La temperatura ambiente también es de 15 °C.

Propiedades Las masas molares del agua y la sal son $M_w = 18.0$ kg/kmol y $M_s = 58.44$ kg/kmol, respectivamente. La constante de gas del agua pura es $R_w = 0.4615$ kJ/kg · K (tabla A-1). La densidad del agua de mar es 1 028 kg/m^3.

Análisis *a*) Advierta que las fracciones de masa de las sales y el agua en el agua de mar son $\text{fm}_s = 0.0348$ y $\text{fm}_w = 1 - \text{fm}_s = 0.9652$, respectivamente; las fracciones molares están determinadas a partir de las ecuaciones 13-4 y 13-5 como

$$M_m = \frac{1}{\sum \dfrac{\text{fm}_i}{M_i}} = \frac{1}{\dfrac{\text{fm}_s}{M_s} + \dfrac{\text{fm}_w}{M_w}} = \frac{1}{\dfrac{0.0348}{58.44} + \dfrac{0.9652}{18.0}} = 18.44 \text{ kg/kmol}$$

$$y_w = \text{fm}_w \frac{M_m}{M_w} = 0.9652 \frac{18.44 \text{ kg/kmol}}{18.0 \text{ kg/kmol}} = \mathbf{0.9888}$$

$$y_s = 1 - y_w = 1 - 0.9888 = \mathbf{0.0112} = 1.12 \text{ por ciento}$$

b) La entrada mínima de trabajo requerida para separar completamente 1 kg de agua de mar en agua pura y sales puras es

$$\begin{aligned}\bar{w}_{\text{mín,ent}} &= -R_u T_0 (y_A \ln y_A + y_B \ln y_B) = -R_u T_0 (y_w \ln y_w + y_s \ln y_s) \\ &= -(8.314 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K})(288.15 \text{ K})(0.9888 \ln 0.9888 + 0.0112 \ln 0.0112) \\ &= 147.2 \text{ kJ/kmol}\end{aligned}$$

$$w_{\text{mín,ent}} = \frac{\bar{w}_{\text{mín,ent}}}{M_m} = \frac{147.2 \text{ kJ/kmol}}{18.44 \text{ kg/kmol}} = \mathbf{7.98 \text{ kJ/kg agua de mar}}$$

Por lo tanto, toma un mínimo de 7.98 kJ de entrada de trabajo separar 1 kg de agua de mar en 0.0348 kg de sal y 0.9652 kg (aproximadamente 1 kg) de agua dulce.

c) La entrada mínima de trabajo requerida para producir 1 kg de agua dulce a partir del agua de mar es

$$\begin{aligned}w_{\text{mín,ent}} &= R_w T_0 \ln(1/y_w) \\ &= (0.4615 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(288.15 \text{ K}) \ln(1/0.9888) \\ &= \mathbf{1.50 \text{ kJ/kg agua dulce}}\end{aligned}$$

Observe que toma aproximadamente 5 veces más trabajo separar de manera completa 1 kg de agua de mar en agua dulce y sal, de los que toma producir 1 kg de agua dulce a partir de una gran cantidad de agua de mar.

d) La presión osmótica en este caso es

$$\begin{aligned}\Delta P_{\text{mín}} &= \rho_m R_w T_0 \ln(1/y_w)\\ &= (1\,028\ \text{kg/m}^3)(0.4615\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(288.15\ \text{K})\ln(1/0.9888)\\ &= \mathbf{1\,540\ kPa}\end{aligned}$$

que es igual a la presión manométrica mínima a la cual el agua de mar debe comprimirse si el agua dulce va a ser descargada a la presión atmosférica local. Como una opción para presurización, la altura mínima sobre el nivel de agua dulce a la que debe ser elevada el agua de mar para producir agua dulce es (Fig. 13-24)

$$\Delta z_{\text{mín}} = \frac{w_{\text{mín,ent}}}{g} = \frac{1.50\ \text{kJ/kg}}{9.81\ \text{m/s}^2}\left(\frac{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}{1\ \text{N}}\right)\left(\frac{1\,000\ \text{N}\cdot\text{m}}{1\ \text{kJ}}\right) = 153\ \text{m}$$

Comentario Los trabajos de separación mínimos determinados en el párrafo anterior también representan los trabajos máximos que pueden producirse durante el proceso inverso de mezclado. En consecuencia, se producen 7.98 kJ de trabajo cuando 0.0348 kg de sal se mezclan reversiblemente con 0.9652 kg de agua para producir 1 kg de agua salina, y se producen 1.50 kJ de trabajo conforme 1 kg de agua dulce se mezcla reversiblemente con agua de mar. Por lo tanto, la potencia que puede ser generada conforme un río con una tasa de flujo de 10^6 m^3/s se mezcla reversiblemente con agua de mar a través de una membrana semipermeable, es (Fig. 13-25)

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{máx,sal}} &= \rho\dot{V}w_{\text{máx,sal}} = (1\,000\ \text{kg/m}^3)(10^6\ \text{m}^3/\text{s})(1.50\ \text{kJ/kg})\left(\frac{1\ \text{MW}}{10^3\ \text{kJ/s}}\right)\\ &= 1.5\times10^6\ \text{MW}\end{aligned}$$

lo que muestra la tremenda cantidad de potencia disipada cuando los ríos desembocan en los mares.

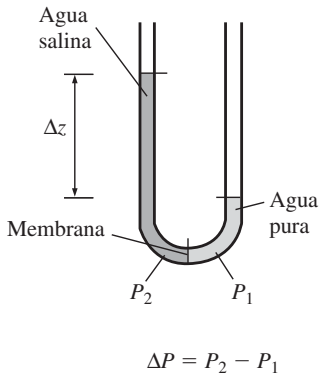


Figura 13-24
La presión osmótica y la elevación del agua salina.

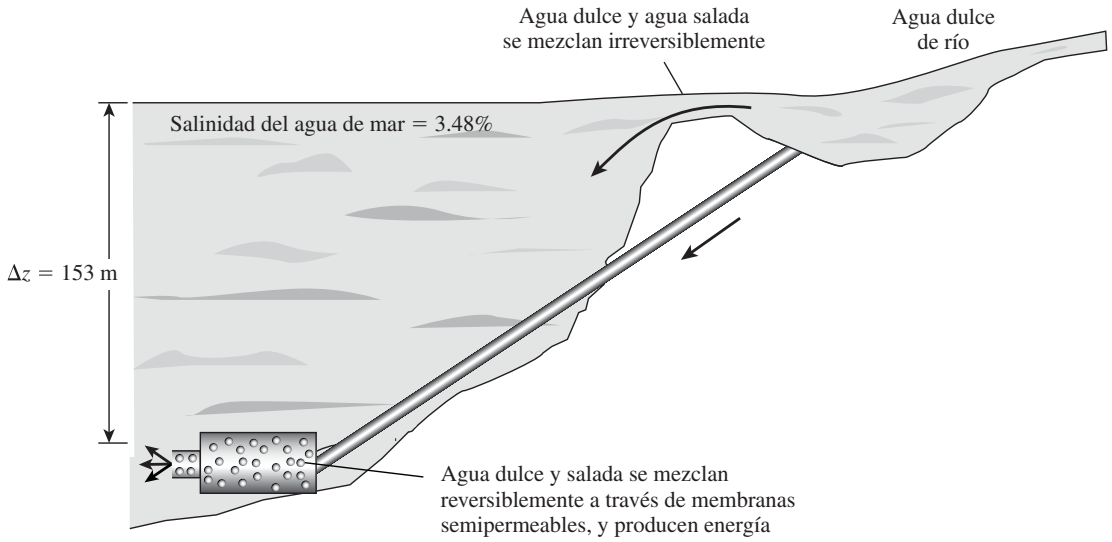


Figura 13-25
Se puede producir potencia al mezclar reversiblemente soluciones de diferentes concentraciones.

RESUMEN

Una mezcla de dos o más gases de una composición química fija se llama *mezcla de gases no reactiva.* La composición de una mezcla de gases se describe especificando la *fracción másica* o la *fracción molar* de cada componente, definidas como:

$$\text{fm}_i = \frac{m_i}{m_m} \quad \text{y} \quad y_i = \frac{N_i}{N_m}$$

donde

$$m_m = \sum_{i=1}^{k} m_i \quad \text{y} \quad N_m = \sum_{i=1}^{k} N_i$$

La *masa molar aparente* (o promedio) y la *constante del gas* para una mezcla se expresan como

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \sum_{i=1}^{k} y_i M_i \quad \text{y} \quad R_m = \frac{R_u}{M_m}$$

También

$$\text{fm}_i = y_i \frac{M_i}{M_m} \quad \text{y} \quad M_m = \frac{1}{\sum_{i=1}^{k} \frac{\text{fm}_i}{M_i}}$$

La *ley de presiones aditivas de Dalton* dice que la presión de una mezcla de gases es igual a la suma de las presiones que cada gas ejercería si existiera sólo a la temperatura y al volumen de la mezcla. La *ley de Amagat de volúmenes aditivos* dice que el volumen de una mezcla de gases es igual a la suma de los volúmenes que cada gas ocuparía si existiera sólo a la temperatura y presión de la mezcla. Las leyes de Dalton y Amagat son exactamente válidas para mezclas de gases ideales, pero sólo lo son aproximadamente para mezclas de gases reales. Se pueden expresar como

Ley de Dalton: $$P_m = \sum_{i=1}^{k} P_i(T_m, V_m)$$

Ley de Amagat: $$V_m = \sum_{i=1}^{k} V_i(T_m, P_m)$$

Aquí P_i se llama *presión del componente*, y V_i se llama el *volumen del componente*. Asimismo, la relación P_i/P_m se llama *fracción de presión* y la razón V_i/V_m se llama *fracción de volumen* del componente i. Para gases ideales, P_i y V_i se pueden relacionar con y_i por

$$\frac{P_i}{P_m} = \frac{V_i}{V_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$$

La cantidad $y_i P_m$ se llama *presión parcial* y la cantidad $y_i V_m$ se llama *volumen parcial.* El comportamiento P-v-T de las mezclas de gases reales se puede predecir usando la carta generalizada de compresibilidad. El factor de compresibilidad de la mezcla se puede expresar en términos de los factores de compresibilidad de los gases individuales como

$$Z_m = \sum_{i=1}^{k} y_i Z_i$$

donde Z_i se determina ya sea a T_m y V_m (ley de Dalton) o a T_m y P_m (ley de Amagat) para cada gas individual. El comportamiento P-V-T de una mezcla de gases se puede predecir también aproximadamente por la *regla de Kay*, que se base en tratar una mezcla de gases como si fuera una sustancia pura, con propiedades pseudocríticas determinadas por

$$P'_{\text{cr},m} = \sum_{i=1}^{k} y_i P_{\text{cr},i} \quad \text{y} \quad T'_{\text{cr},m} = \sum_{i=1}^{k} y_i T_{\text{cr},i}$$

Las *propiedades extensivas* de una mezcla de gases, en general, se pueden determinar sumando las contribuciones de cada componente de la mezcla. Para la evaluación de las *propiedades intensivas* de una mezcla de gases, sin embargo, se necesita promediar en términos de fracciones de masa o molares:

$$U_m = \sum_{i=1}^{k} U_i = \sum_{i=1}^{k} m_i u_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \overline{u}_i$$

$$H_m = \sum_{i=1}^{k} H_i = \sum_{i=1}^{k} m_i h_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \overline{h}_i$$

$$S_m = \sum_{i=1}^{k} S_i = \sum_{i=1}^{k} m_i s_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \overline{s}_i$$

y

$$u_m = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i u_i \quad \text{y} \quad \overline{u}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \overline{u}_i$$

$$h_m = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i h_i \quad \text{y} \quad \overline{h}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \overline{h}_i$$

$$s_m = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i s_i \quad \text{y} \quad \overline{s}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \overline{s}_i$$

$$c_{v,m} = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i c_{v,i} \quad \text{y} \quad \overline{c}_{v,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i \overline{c}_{v,i}$$

$$c_{p,m} = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i c_{p,i} \quad \text{y} \quad \overline{c}_{p,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i \overline{c}_{p,i}$$

Estas relaciones son exactas para mezclas de gases ideales, y aproximadas para mezclas de gases reales. Las propiedades o los cambios de propiedades de los componentes individuales se pueden determinar usando las relaciones para gases ideales o reales que se desarrollaron en capítulos anteriores.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, 3a. ed., Nueva York, Wiley Interscience, 2006.
2. Y. A. Çengel, Y. Cerci y B. Wood, "Second Law Analysis of Separation Processes of Mixtures", *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Nashville, Tennessee, 1999.
3. Y. Cerci, Y. A. Çengel y B. Wood, "The Minimum Separation Work for Desalination Processes", *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Nashville, Tennessee, 1999.
4. K. Wark, Jr., *Advanced Thermodynamics for Engineers*, Nueva York, McGraw-Hill, 1995.

PROBLEMAS*

Composición de mezclas de gases

13-1C Considere una mezcla de varios gases de masas idénticas. ¿Serán idénticas todas las fracciones másicas? ¿Y las fracciones molares?

13-2C La suma de las fracciones molares para una mezcla de gases ideales es igual a 1. ¿Esto también es verdad para una mezcla de gases reales?

13-3C Alguien afirma que las fracciones másica y molar de una mezcla de CO_2 y N_2O son idénticas. ¿Es cierto? ¿Por qué?

13-4C Considere una mezcla de dos gases. ¿La masa molar aparente de esta mezcla se puede determinar simplemente tomando el promedio aritmético de las masas molares de los gases individuales? ¿Cuándo será éste el caso?

13-5C ¿Cuál es la *masa molar aparente* para una mezcla de gases? ¿La masa de cada molécula en la mezcla es igual a la masa molar aparente?

13-6 Usando las definiciones de fracción másica y fracción molar, deduzca una relación entre éstas.

13-7 Considere una mezcla de dos gases A y B. Demuestre que, cuando se conocen las fracciones másicas fm_A y fm_B, las fracciones molares se pueden determinar por

$$y_A = \frac{M_B}{M_A(1/\text{fm}_A - 1) + M_B} \quad \text{y} \quad y_B = 1 - y_A$$

donde M_A y M_B son las masas molares de A y de B.

13-8 La composición de aire húmedo está dada por la base molar como 78 por ciento N_2, 20 por ciento O_2 y 2 por ciento vapor de agua. Determine las fracciones de masa de los constituyentes del aire.

13-9 Una mezcla de gas tiene la siguiente composición sobre una base molar: 60 por ciento de N_2, 40 por ciento de CO_2. Determine el análisis gravimétrico de la mezcla, su masa molar y la constante de gas.

13-10 Repita el problema 13-9 reemplazando N_2 por O_2.

13-11 Una mezcla de gases consiste en 2 kg de O_2, 5 kg de N_2 y 7 kg de CO_2. Determine *a*) la fracción másica de cada componente, *b*) la fracción molar de cada componente, y *c*) la masa molar promedio y la constante del gas de la mezcla.

13-12 Determine las fracciones molares de una mezcla de gases que consiste en 75 por ciento de CH_4 y 25 por ciento de CO_2 a base másica. Asimismo, determine la constante del gas de la mezcla.

13-13 Una mezcla de gases consiste en 6 kmol de H_2 y 2 kmol de N_2. Determine la masa de cada gas y la constante del gas aparente para la mezcla.
Respuestas: 12 kg, 56 kg, 0.978 kJ/kg · K

Comportamiento *P-v-T* de mezclas de gases

13-14C ¿Una mezcla de gases ideales es también un gas ideal? Dé un ejemplo.

13-15C Exprese la ley de Dalton de presiones aditivas. ¿Esta ley es exactamente válida para mezclas de gases ideales? ¿Y para mezclas de gases no ideales?

13-16C Exprese la ley de Amagat de volúmenes aditivos. ¿Esta ley es exactamente válida para mezclas de gases ideales? ¿Y para mezclas de gases no ideales?

13-17C ¿Cómo se expresa el comportamiento *P-v-T* de un componente en una mezcla de gases ideales? ¿Cómo se expresa el comportamiento *P-v-T* del componente en una mezcla de gases reales?

13-18C ¿Cuál es la diferencia entre la *presión del componente* y la *presión parcial*? ¿Cuándo son equivalentes las dos?

13-19C ¿Cuál es la diferencia entre el *volumen del componente* y el *volumen parcial*? ¿Cuándo son equivalentes los dos?

13-20C En una mezcla de gases, ¿cuál componente tendrá la presión parcial más alta, el que tiene un número mayor de moles o el que tiene una masa molar mayor?

13-21C Considere un recipiente rígido que contiene una mezcla de dos gases ideales. Se abre una válvula y escapa algo de gas. Como resultado, la presión del recipiente cae. ¿La presión parcial de cada componente cambiará? ¿Y la fracción de presión de cada componente?

13-22C Considere un recipiente rígido que contiene una mezcla de dos gases ideales. La mezcla de gases se calienta y

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono ☙ son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

la presión y la temperatura del recipiente suben. ¿La presión parcial de cada componente cambiará? ¿Y la fracción de presión de cada componente?

13-23C ¿Es correcta la siguiente afirmación: *El volumen de una mezcla de gases ideales es igual a la suma de los volúmenes de cada gas individual en la mezcla*? Si no, ¿cómo la corregiría usted?

13-24C ¿Es correcta la siguiente afirmación: *La temperatura de una mezcla de gases ideales es igual a la suma de las temperaturas de cada gas individual en la mezcla*? Si no, ¿cómo la corregiría usted?

13-25C ¿Es correcta la siguiente afirmación: *La presión de una mezcla de gases ideales es igual a la suma de las presiones parciales de cada gas individual en la mezcla*? Si no, ¿cómo la corregiría usted?

13-26 Los contaminantes atmosféricos se miden con frecuencia en partes por millón (por volumen). ¿Cuál sería la presión parcial del refrigerante 134a en el aire atmosférico a 100 kPa y 20 °C para constituir un contaminante de 100 ppm?

13-27 Una mezcla de gases consiste en 30 por ciento de hidrógeno, 40 por ciento de helio y 30 por ciento de nitrógeno por volumen. Calcule las fracciones másicas y el peso molecular aparente de esta mezcla.

13-28E Una mezcla de gas a 600 R y 20 psia consiste en 1 lbm de CO_2 y 3 lbm de CH_4. Determine la presión parcial de cada gas y la masa molar aparente de la mezcla del gas.

13-29 Una mezcla de gas a 350 K y 300 kPa tiene el siguiente análisis volumétrico: 65 por ciento de N_2, 20 por ciento de O_2 y 15 por ciento de CO_2. Determine la fracción másica y la presión parcial de cada gas.

13-30 En una mezcla de gases ideales, las presiones parciales de los gases componentes son como sigue: CO_2, 20 kPa; O_2, 30 kPa, y N_2, 50 kPa. Determine las fracciones molares y fracciones másicas de cada componente. Calcule la masa molar aparente, la constante aparente de la mezcla de los gases, el calor específico a volumen constante, y la relación de calores específicos a 300 K para la mezcla.

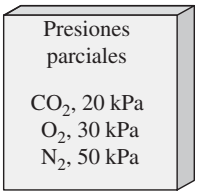


Figura P13-30

13-31 Un ingeniero ha propuesto mezclar oxígeno adicional con el aire normal en los motores de combustión interna para controlar algunos de los productos de escape. Si se mezcla una cantidad adicional de 5 por ciento (por volumen) de oxígeno con el aire normal atmosférico, ¿cómo cambiará esto el peso molecular de la mezcla?

13-32 Un recipiente rígido que contiene 2 kg de N_2 a 25 °C y 550 kPa está conectado a otro recipiente rígido que contiene 4 kg de O_2 a 25 °C y 150 kPa. Se abre la válvula que conecta los dos recipientes y se permite que los dos gases se mezclen. Si la temperatura final de la mezcla es de 25 °C, determine el volumen de cada recipiente y la presión final de la mezcla.
Respuestas: 0.322 m³, 2.07 m³, 204 kPa

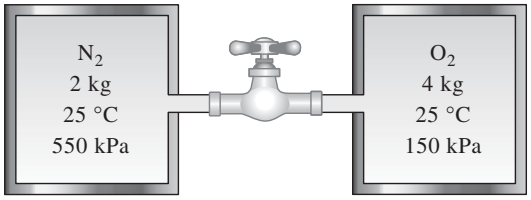


Figura P13-32

13-33 Una mezcla de gases consiste en 0.4 kg de oxígeno, 0.7 kg de dióxido de carbono y 0.2 kg de helio. Esta mezcla se mantiene a 100 kPa y 27 °C. Determine el peso molecular aparente de esta mezcla, el volumen que ocupa, el volumen parcial del oxígeno y la presión parcial del helio.
Respuestas: 16.6 kg/kmol, 1.96 m³, 0.312 m³, 63.8 kPa

13-34 Una mezcla de gases de hidrocarburos está compuesta de 60 por ciento de metano, 25 por ciento de propano y 15 por ciento de butano, por peso. Determine el volumen ocupado por 100 kg de esta mezcla cuando su presión es de 3 MPa y su temperatura es de 37 °C.

13-35 Un tanque rígido contiene 8 kmol de O_2 y 10 kmol de gases CO_2 a 290 K y 150 kPa. Estime el volumen del tanque.
Respuesta: 289 m³

13-36 Repita el problema 13-35 para una temperatura de 400 K.

13-37 Una mezcla de 30 por ciento (por masa) de etano y 70 por ciento de metano se va a mezclar en un recipiente de 100 m³ a 130 kPa y 25 °C. Si el recipiente está inicialmente al vacío, ¿a qué presión se debe agregar el etano antes de agregar el metano?

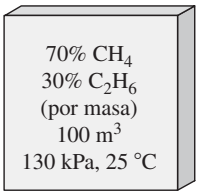


Figura P13-37

13-38E Una mezcla contiene 35 por ciento en volumen de agua líquida, cuya densidad es de 62.4 lbm/pies³, y otro fluido cuya densidad es de 50.0 lbm/pies³. ¿Cuál es el peso específico, en lbf/pies³, de esta mezcla, en una ubicación donde g = 31.9 pies/s²? *Respuesta:* 53.9 lbf/pies³

13-39 Se forma una mezcla de aire y metano en el cabezal múltiple de entrada de un motor de combustión interna de gas natural. La fracción molar del metano es de 15 por ciento. Este motor se opera a 3 000 rpm, y tiene un desplazamiento

de 5 L. Determine el flujo másico de esta mezcla en el cabezal, donde la presión y la temperatura son de 80 kPa y 20 °C. *Respuesta:* 6.65 kg/min

13-40E Fluye gas natural (95 por ciento de metano y 5 por ciento de etano, por volumen) por una línea de tubería de 36 pulg de diámetro, con una velocidad de 10 pies/s. La presión en la línea es de 100 psia, y la temperatura es de 60 °F. Calcule los flujos másico y volumétrico en esta tubería.

13-41E Una mezcla gaseosa consiste en 75 por ciento de metano y 25 por ciento de etano, por masa. Un millón de pies cúbicos de esta mezcla están atrapados en una formación geológica como gas natural a 300 °F y 2 000 psia. Determine la masa de este gas *a*) considerándolo como una mezcla de gases ideales, *b*) usando un factor de compresibilidad basado en la ley de Dalton de presiones aditivas, *c*) usando un factor de compresibilidad basado en la ley de volúmenes aditivos y *d*) usando la presión y la temperatura pseudocríticas de Kay.

13-42 El análisis volumétrico de una mezcla de gases es 30 por ciento de oxígeno, 40 por ciento de nitrógeno, 10 por ciento de dióxido de carbono y 20 por ciento de metano. Esta mezcla fluye por un tubo de 1.6 cm de diámetro a 8 000 kPa y 15 °C con una velocidad de 5 m/s. Determine los flujos volumétrico y másico de esta mezcla *a*) tratándola como una mezcla de gases ideales, *b*) usando un factor de compresibilidad basado en la ley de Amagat de volúmenes aditivos, y *c*) usando la presión y temperatura pseudocríticas de Kay.

13-43E Un tanque rígido contiene 1 lbmol de gas argón a 400 R y 750 psia. Ahora se abre una válvula y se permite que 3 lbmol de gas N_2 entre al tanque a 340 R y 1 200 psia. La temperatura final de la mezcla es de 360 R. Determine la presión de la mezcla, utilizando *a*) la ecuación de estado de gas ideal y *b*) la carta de compresibilidad y la ley de Dalton. *Respuestas: a*) 2 700 psia, *b*) 2 472 psia

Propiedades de las mezclas de gases

13-44C ¿La energía interna total de una mezcla de gases ideales es igual a la suma de las energías internas de cada gas individual en la mezcla? Responda a la misma pregunta para una mezcla de gases reales.

13-45C ¿La energía interna específica de una mezcla de gases es igual a la suma de las energías internas específicas de cada gas individual en la mezcla?

13-46C Responda los problemas 13-44C y 13-45C para entropía.

13-47C ¿El cambio de energía interna total de una mezcla de gases ideales es igual a la suma de los cambios de energía interna de cada gas individual en la mezcla? Responda a la misma pregunta para una mezcla de gases reales.

13-48C Al evaluar el cambio de entropía de los componentes de una mezcla de gases ideales, ¿se tiene que usar la presión parcial de cada componente o la presión total de la mezcla?

13-49C Suponga que se quiere determinar el cambio de entalpía de una mezcla de gases reales que sufre un proceso. El cambio de entalpía de cada gas individual se determina usando el diagrama generalizado de entalpía, y el cambio de entalpía de la mezcla se determina sumando los cambios individuales. ¿Este método es exacto? Explique.

13-50 El análisis volumétrico de una mezcla de gases es 30 por ciento de oxígeno, 40 por ciento de nitrógeno, 10 por ciento dióxido de carbono y 20 por ciento de metano. Esta mezcla se calienta de 20 °C a 200 °C mientras fluye por un tubo en el que la presión se mantiene a 150 kPa. Determine la transferencia de calor a la mezcla por unidad de masa de la mezcla.

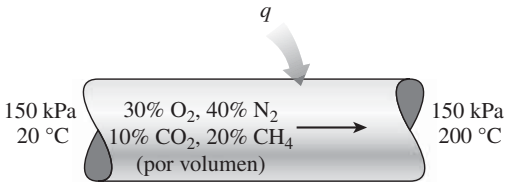


Figura P13-50

13-51 Un proceso requiere una mezcla compuesta por 21 por ciento de oxígeno, 78 por ciento de nitrógeno y 1 por ciento de argón por volumen. Los tres gases se suministran mediante tanques separados en una cámara mezcladora adiabática a una presión constante de 200 kPa pero a diferentes temperaturas. El oxígeno entra a 10 °C, el nitrógeno a 60 °C y el argón a 200 °C. Determine el cambio total de entropía para el proceso de mezclado por unidad de masa de la mezcla.

13-52E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene una mezcla de helio y nitrógeno, con una fracción másica de nitrógeno de 35 por ciento. El dispositivo está ajustado para mantener una presión fija de 100 psia. Determine el trabajo producido, en Btu/lbm, cuando se calienta este dispositivo de 100 °F a 500 °F. *Respuesta:* 139 Btu/lbm

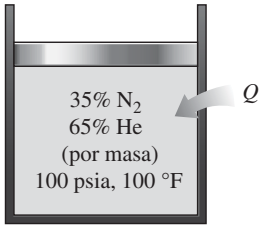


Figura P13-52E

13-53 Una mezcla de 20 por ciento de bióxido de carbono, 10 por ciento de oxígeno y 70 por ciento de nitrógeno por volumen experimenta un proceso de 300 K y 100 kPa a 500 K y 400 kPa. Determine la constitución de la mezcla sobre una base másica y el cambio de entalpía por unidad de masa de la mezcla.

13-54 Un tanque rígido de 0.9 m^3 se divide en dos compartimientos iguales mediante una división. Un compartimiento contiene Ne a 20 °C y 100 kPa, y el otro compartimiento contiene Ar a 50 °C y 200 kPa. Después se retira la división y se permite que los dos gases se mezclen. 15 kJ de calor se ceden

al aire de los alrededores durante este proceso. Determine *a*) la temperatura final de la mezcla y *b*) la presión final de la mezcla. *Respuestas: a*) 16.2 °C, *b*) 138.9 kPa

13-55 Repita el problema 13-54 para una pérdida de calor de 8 kJ.

13-56 Las fracciones másicas de una mezcla de gases son 15 por ciento de nitrógeno, 5 por ciento de helio, 60 por ciento de metano y 20 por ciento de etano. Esta mezcla está confinada en un recipiente rígido bien aislado de 4 m^3, a 150 kPa y 30 °C. Se hace girar una rueda de paletas en el recipiente hasta que se haya realizado un trabajo de 200 kJ sobre la mezcla. Calcule la presión y la temperatura final de la mezcla.
Respuestas: 335 kPa, 166 K.

13-57 Un tanque aislado que contiene 1 kg de O_2 a 15 °C y 300 kPa se conecta a un tanque aislado de 2 m^3 que contiene N_2 a 50 °C y 500 kPa. Se abre la válvula que conecta a los dos tanques, y los dos gases forman una mezcla homogénea a 25 °C. Determine *a*) la presión final en el tanque, *b*) la transferencia de calor y *c*) la entropía generada durante este proceso. Suponga que $T_0 = 25$ °C.
Respuestas: a) 444.6 kPa, *b*) 187.2 kJ, *c*) 0.962 kJ/K

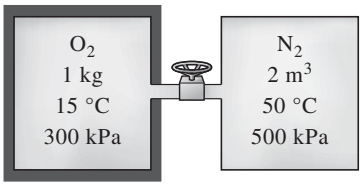


Figura P13-57

13-58 Reconsidere el problema 13-57 y con ayuda del software EES (u otro), compare los resultados obtenidos suponiendo un comportamiento de gas ideal con calores específicos constantes a la temperatura promedio, utilizando los datos del gas real obtenidos de EES y considerando calores específicos variables sobre el rango de temperatura.

13-59 Una mezcla de gases de hidrocarburos está compuesta de 60 por ciento de metano, 25 por ciento de propano y 15 por ciento de butano (por peso). Esta mezcla se comprime de 100 kPa y 20 °C a 1 000 kPa en un compresor reversible, isotérmico, de flujo estacionario. Calcule el trabajo y la transferencia de calor para esta compresión por unidad de masa de la mezcla.

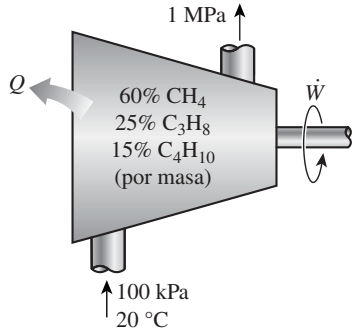


Figura P13-59

13-60 Una mezcla equimolar de gases helio y argón se utilizará como fluido de trabajo una turbina de gas de ciclo cerrado. La mezcla entra a la turbina a 2.5 MPa y 1 300 K y se expande isentrópicamente a una presión de 200 kPa. Determine el trabajo producido por la turbina por unidad de masa de la mezcla.

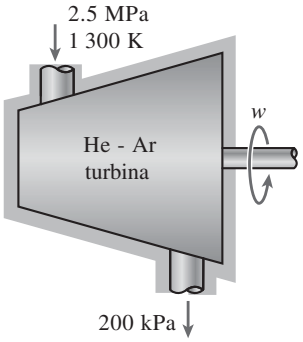


Figura P13-60

13-61E El gas que pasa por la turbina de un ciclo ideal Brayton simple tiene una composición volumétrica de 20 por ciento de nitrógeno, 5 por ciento de oxígeno, 40 por ciento de dióxido de carbono y 35 por ciento de agua. Calcule la eficiencia térmica de este ciclo cuando el aire entra al compresor a 10 psia y 40 °F, la relación de presiones es de 6 y la temperatura a la salida de la turbina es de 1 400 °F. Modele los procesos de adición y rechazo de calor usando propiedades constantes del gas iguales al promedio de las propiedades del aire y las del gas de la turbina.

13-62E ¿Cómo se compara la eficiencia térmica del ciclo del problema 13-61E con la predicha por el análisis de aire estándar?

13-63E Una mezcla gaseosa consiste en 75 por ciento de metano y 25 por ciento de etano, por masa. Una cantidad de dos millones de pies cúbicos de esta mezcla está atrapada en una formación geológica como gas natural a 300 °F y 1 300 psia. Este gas natural se bombea de la profundidad de 6 000 pies hasta la superficie. En la superficie, la presión del gas es de 20 psia y su temperatura es de 200 °F. Usando la regla de Kay y el diagrama de desviación de entalpía, calcule el trabajo necesario para bombear este gas. *Respuesta:* 1.86×10^8 Btu

13-64E Una mezcla de gases de 65 por ciento de N_2 y 35 por ciento de CO_2 (sobre la base de masa) entra a la tobera aceleradora de un motor de propulsión a 60 psia y 1 400 R con una baja velocidad y se expande a una presión de 12 psia. Si la eficiencia isentrópica de la tobera es de 88 por ciento, determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la velocidad de salida de esta mezcla. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

13-65E Reconsidere el problema 13-64E. Usando el software EES (u otro), resuelva primero el problema planteado y luego, con todas las demás condiciones iguales, resuelva el problema para determinar la composición de nitrógeno y dióxido de carbono necesaria para tener una velocidad de salida de 2 200 pies/s a la salida de la tobera.

13-66 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene una mezcla de 0.8 kg de H_2 y 1.2 kg de N_2 a 100 kPa y 300 K. Ahora se transfiere calor a la mezcla a presión constante hasta que el volumen se duplica. Suponiendo calores específicos constantes a la temperatura promedio, determine *a*) la transferencia de calor, y *b*) el cambio de entropía de la mezcla.

13-67 Entran etano (C_2H_6) a 15 °C y 300 kPa y metano (CH_4) a 60 °C y 300 kPa a una cámara adiabática de mezclado. El flujo másico de etano es de 6 kg/s, que es el doble del flujo másico del metano. Determine *a*) la temperatura de la mezcla, y *b*) la tasa de generación de entropía durante este proceso, en kW/K.

13-68 Reconsidere el problema 13-67. Usando el software EES (u otro), determine el efecto de la fracción másica de metano en la mezcla sobre la temperatura de la mezcla, y la tasa de destrucción de exergía. El flujo másico total se mantiene constante a 9 kg/s, y la fracción másica de metano varía de 0 a 1. Grafique la temperatura de la mezcla y la tasa de destrucción de exergía contra la fracción másica y explique los resultados. Tome $T_0 = 25$ °C.

13-69E En una planta de aire líquido, se propone que la presión y la temperatura del aire, que inicialmente están a 1 500 psia y 40 °F, se reduzcan adiabáticamente a 15 psia y −100 °F. Usando la regla de Kay y los diagramas de desviación, determine si esto es posible. En caso afirmativo, ¿cuánto trabajo producirá este proceso por unidad de masa?

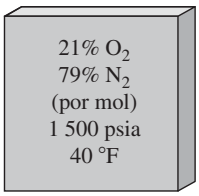


Figura P13-69E

13-70 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 6 kg de H_2 y 21 kg de N_2 a 160 K y 5 MPa. Ahora se transfiere calor al dispositivo, y la mezcla se expande a presión constante hasta que la temperatura se eleva a 200 K. Determine la transferencia de calor durante este proceso tratando la mezcla *a*) como gas ideal, y *b*) como gas no ideal, y usando la ley de Amagat. *Respuestas: a*) 4 273 kJ, *b*) 4 745 kJ

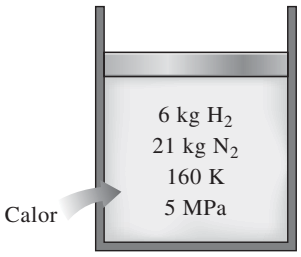


Figura P13-70

13-71 Determine el cambio total de entropía y la destrucción de exergía asociados con el proceso que se describe en el problema 13-70 tratando la mezcla *a*) como gas ideal, y *b*) como gas no ideal, y usando la ley de Amagat. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente y tome $T_0 = 20$ °C.

13-72 Dos corrientes de masas de dos gases ideales diferentes se mezclan en una cámara de flujo estacionario mientras reciben energía por transferencia de calor del entorno. El proceso de mezcla tiene lugar a presión constante, sin trabajo, y con cambios despreciables en las energías cinética y potencial. Suponga que los gases tienen calores específicos constantes.

a) Determine la expresión para la temperatura final de la mezcla, en términos de la razón de transferencia de calor a la cámara de mezcla y los flujos másicos, calores específicos y temperaturas de las tres corrientes de masa.
b) Obtenga una expresión para el flujo volumétrico de salida en términos de la razón de transferencia de calor a la cámara de mezcla, la presión de la mezcla, la constante universal de los gases y los calores específicos y las masas molares de los gases de entrada y de la mezcla de salida.
c) Para el caso especial de mezclado adiabático, demuestre que el flujo volumétrico de salida es función de los dos flujos volumétricos de entrada y de los calores específicos y masas molares de las entradas y la salida.
d) Para el caso especial de mezclado adiabático de los mismos gases ideales, demuestre que el flujo volumétrico de salida es función de los dos flujos volumétricos de entrada.

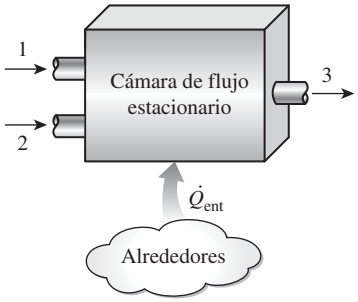


Figura P13-72

Tema especial: Potencial químico y el trabajo de separación de mezclas

13-73C Es experiencia común que dos gases que se ponen en contacto se mezclan por sí mismos. En el futuro, ¿podría ser posible inventar un proceso que permitiera a una mezcla separarse en sus componentes por sí misma sin ningún suministro de trabajo (ni exergía)?

13-74C Un volumen de un líquido de 2 L se mezcla con 3 L de otro líquido, formando una solución líquida homogénea a la misma temperatura y presión. ¿El volumen de la solución puede ser más o menos que los 5 L? Explique.

13-75C Un volumen de 2 L de un líquido a 20 °C se mezcla con 3 L de otro líquido a la misma temperatura y presión en un contenedor adiabático, formando una solución líquida homogénea. Alguien afirma que la temperatura de la mezcla se elevó a 22 °C después del mezclado. Otra persona refuta esta afirmación diciendo que ésta sería una violación de la primera ley de la termodinámica. ¿Quién cree usted que tiene razón?

13-76C ¿Qué es una solución ideal? Comente sobre el cambio de volumen, el cambio de entalpía, el cambio de entropía y el cambio de potencial químico durante la formación de soluciones ideales y no ideales.

13-77 Se va a usar agua salobre a 12 °C con contenido total de sólidos disueltos (TDS, por sus siglas en inglés) = 780 ppm (una salinidad de 0.078 por ciento a base másica), para producir agua dulce con contenido despreciable de sal, a razón de 175 L/s. Determine el mínimo suministro de potencia necesario. También determine la altura mínima a la que el agua salobre se debe bombear si el agua dulce se va a obtener por ósmosis inversa usando membranas semipermeables.

13-78 Un río descarga en el mar a razón de 150 000 m^3/s. Determine la cantidad de potencia que se puede generar si el agua del río se mezcla reversiblemente con el agua de mar. Tome la salinidad del mar como 2.5 por ciento a base másica, y suponga que tanto el río como el mar están a 15 °C.

13-79 Reconsidere el problema 13-78. Usando software EES (u otro), investigue el efecto de la salinidad del mar sobre la potencia máxima generada. Suponga que la salinidad varía de 0 a 5 por ciento. Grafique la potencia producida contra la salinidad del mar, y explique los resultados.

13-80E Se va a obtener agua dulce a partir de agua salobre a 65 °F con una salinidad de 0.12 por ciento a base másica (o TDS = 1 200 ppm). Determine *a*) las fracciones molares del agua y las sales en el agua salada, *b*) la mínima entrada de trabajo necesaria para separar 1 lbm de agua salobre completamente en agua pura y sales puras, y *c*) la entrada mínima de trabajo necesaria para obtener 1 lbm de agua dulce.

13-81 Una planta de desalinización produce agua dulce a partir de agua de mar a 10 °C con una salinidad de 3.2 por ciento a base másica, a razón de 1.4 m^3/s, consumiendo 8.5 MW de potencia. El contenido de sal del agua dulce es despreciable, y la cantidad de agua dulce producida es una pequeña fracción del agua de mar que se usa. Determine la eficiencia según la segunda ley de esta planta.

13-82 Se obtiene agua dulce a partir de agua de mar a razón de 1.5 m^3/s mediante una planta de desalinización que consume 11.5 MW de potencia y tiene una eficiencia según la segunda ley de 20 por ciento. Determine la potencia que se puede producir si el agua dulce producida se mezcla con el agua de mar reversiblemente.

13-83E ¿Es posible que un separador adiabático de fase líquida y de vapor separe vapor húmedo de agua a 100 psia y de 90 por ciento de calidad de modo que la presión de los flujos de salida sea mayor que 100 psia?

Problemas de repaso

13-84 Una aproximación de mezcla de gases ideales a la constitución de aire seco sobre la base de porcentaje volumétrico a 100 kPa es como sigue: 78 por ciento de N_2, 21 por ciento de O_2 y 1 por ciento de Ar. Determine las fracciones molares, las fracciones másicas y la presión parcial de cada componente. Calcule la masa molar aparente, la constante de gases aparente y el calor específico a presión constante a 300 K para la mezcla. Compare sus respuestas con las que se dan en la tabla A-1 y en la tabla A-2*a*).

13-85 Los productos de combustión de un combustible de hidrocarburos y aire están compuestos de 8 kmol de CO_2, 9 kmol de H_2O, 4 kmol de O_2 y 94 kmol de N_2. Si la presión de la mezcla es de 101 kPa, determine la presión parcial del vapor de agua en la mezcla de gases productos de la combustión, y la temperatura a la cual comenzaría a condensar el agua cuando los productos se enfríen a presión constante.

13-86 Una tubería provista de una válvula cerrada conecta dos tanques. Un tanque contiene 5 kg de mezcla de 62.5 por ciento de CO_2 y 37.5 por ciento de O_2 sobre una base molar a 30 °C y 125 kPa. El segundo tanque contiene 10 kg de N_2 a 15 °C y 200 kPa. La válvula de la tubería se abre y se permite que los gases se mezclen. Durante el proceso de mezclado, 100 kJ de energía calorífica se ceden a los tanques combinados. Determine la presión y temperatura final de la mezcla y el volumen total de la mezcla.

13-87 Un dispositivo cilindro-émbolo contiene productos de combustión de la combustión de un combustible de hidrocarburo con aire. El proceso de combustión genera una mezcla que tiene la composición volumétrica siguiente: 4.89 por ciento de bióxido de carbono, 6.50 por ciento de vapor de agua, 12.20 por ciento de oxígeno y 76.41 por ciento de nitrógeno. Esta mezcla inicialmente está a 1 800 K y 1 MPa y se expande en un proceso adiabático reversible a 200 kPa. Determine el trabajo realizado en el émbolo por el gas, en kJ/kg de mezcla. Trate el vapor de agua como un gas ideal.

13-88 Una mezcla de gases consiste de 0.1 kg de oxígeno, 1 kg de dióxido de carbono y 0.5 kg de helio. Esta mezcla se comprime a 17 500 kPa y 20 °C. Determine la masa de este gas contenida en un recipiente de 0.3 m^3 *a*) considerándolo como una mezcla de gases ideales, *b*) usando un factor de compresibilidad basado en la ley de Dalton de presiones aditivas, *c*) usando un factor de compresibilidad basado en la ley de volúmenes aditivos, y *d*) usando la presión y la temperatura pseudocríticas de Kay.

13-89 Una mezcla de gas está compuesta por O_2 y N_2. La relación de los números molares de N_2 con respecto a O_2 es 3:1. Esta mezcla se calienta durante un proceso de flujo estable de 180 a 210 K a una presión constante de 8 MPa. Determine la transferencia de calor durante este proceso por mol de mezcla, utilizando *a*) la aproximación de gas ideal y *b*) la regla de Kay.

13-90 Reconsidere el problema 13-89 y mediante el software EES (u otro), investigue el efecto de la fracción molar de oxígeno en la mezcla sobre la transferencia de calor, utilizando el comportamiento del gas real con los datos de EES. Permita que la fracción molar de oxígeno varíe de 0 a 1. Grafique la transferencia de calor en función de la fracción molar y discuta los resultados.

13-91 Determine el cambio total de entropía y la destrucción de exergía asociada con el proceso descrito en el problema 13-89, utilizando *a*) la aproximación del gas ideal y *b*) la regla de Kay. Suponga calores específicos constantes y $T_0 = 30$ °C.

13-92 Una mezcla de gases ideales tiene una relación de calores específicos de $k = 1.35$, y un peso molecular aparente de $M = 32$ kg/kmol. Determine el trabajo, en kJ/kg, que se necesita para comprimir isentrópicamente la mezcla en un sistema cerrado de 100 kPa y 15 °C a 700 kPa. *Respuesta:* 140 kJ/kg

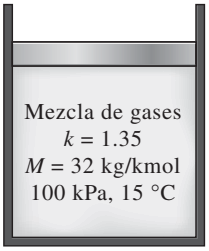


Figura P13-92

13-93 Un dispositivo de cilindro-émbolo actuado por resorte contiene una mezcla de gases cuyas fracciones de presión son: 25 por ciento de Ne, 50 por ciento de O_2 y 25 por ciento de N_2. El diámetro del pistón y el resorte se seleccionan para este dispositivo de tal manera que el volumen es de 0.1 m^3 cuando la presión es de 200 kPa, y 1.0 m^3 cuando la presión es de 1 000 kPa. Inicialmente, el gas se agrega a este dispositivo hasta que la presión es de 200 kPa y la temperatura es de 10 °C. Ahora se calienta el dispositivo hasta que la presión es de 500 kPa. Calcule el trabajo total y la transferencia de calor para este proceso. *Respuestas:* 118 kJ, 569 kJ

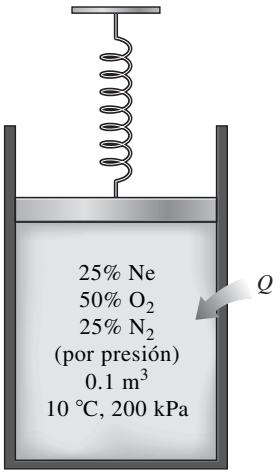


Figura P13-93

13-94 El dispositivo de cilindro-émbolo del problema 13-93 se llena con una mezcla cuya masa es de 55 por ciento de nitrógeno y 45 por ciento de dióxido de carbono. Inicialmente, esta mezcla está a 200 kPa y 45 °C. El gas se calienta hasta que el volumen se ha duplicado. Calcule el trabajo total y la transferencia de calor para este proceso.

13-95 Calcule el trabajo total y la transferencia de calor que se necesitan para triplicar la presión inicial de la mezcla del problema 13-94 cuando se calienta en el dispositivo de cilindro-émbolo equipado con resorte.

13-96 Un recipiente rígido contiene una mezcla de 4 kg de He y 8 kg de O_2 a 170 K y 7 MPa. Ahora se transfiere calor al recipiente, y la temperatura de la mezcla se eleva a 220 K. Tratando el He como gas ideal y el O_2 como gas no ideal, determine *a*) la presión final de la mezcla y *b*) la transferencia de calor.

13-97E Las fracciones másicas de una mezcla de gases son de 15 por ciento nitrógeno, 5 por ciento de helio, 60 por ciento de metano y 20 por ciento de etano. Esta mezcla se expande de 200 psia y 400 °F a 15 psia en una turbina adiabática de flujo uniforme con 85 por ciento de eficiencia isentrópica. Calcule la eficiencia de la segunda ley y la destrucción de exergía durante este proceso de expansión. Considere $T_0 = 77$ °F. *Respuestas:* 83.7 por ciento, 33.7 Btu/lbm

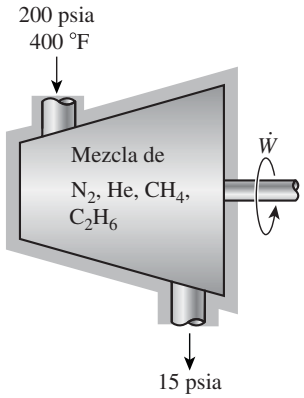


Figura P13-97E

13-98 Usando el software EES (u otro), escriba un programa para determinar las fracciones molares de los componentes de una mezcla de tres gases con masas molares conocidas cuando las fracciones másicas se conocen, y para determinar las fracciones másicas de los componentes cuando se conocen las fracciones molares. Corra el programa para un caso de muestra y dé los resultados.

13-99 Usando el software EES (u otro), escriba un programa para determinar el cambio de entropía de una mezcla de tres gases ideales cuando se conocen las fracciones de masa y las otras propiedades de los gases constituyentes. Corra el programa para un caso muestra y dé los resultados.

13-100 Utilizando la ley de Amagat, muestre que

$$Z_m = \sum_{i=1}^{k} y_i Z_i$$

para una mezcla de gases reales de k gases, donde Z es el factor de compresibilidad.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

13-101 Una mezcla de gases ideales cuya masa molar aparente es de 20 kg/kmol consiste en N_2 y otros tres gases. Si la fracción molar de nitrógeno es de 0.55, su fracción másica es

a) 0.15 *b*) 0.23 *c*) 0.39 *d*) 0.55 *e*) 0.77

13-102 Una mezcla de gases ideales consiste en 2 kmol de N_2 y 6 kmol de CO_2. La fracción másica de CO_2 en la mezcla es

a) 0.175 *b*) 0.250 *c*) 0.500 *d*) 0.750 *e*) 0.875

13-103 Una mezcla de gases ideales consiste en 2 kmol de N_2 y 4 kmol de CO_2. La constante del gas aparente de la mezcla es

a) 0.215 kJ/kg · K *b*) 0.225 kJ/kg · K *c*) 0.243 kJ/kg · K
d) 0.875 kJ/kg · K *e*) 1.24 kJ/kg · K

13-104 Un recipiente rígido está dividido en dos compartimientos por una mampara. Un compartimiento contiene 3 kmol de N_2 a 400 kPa, y el otro contiene 7 kmol de CO_2 a 200 kPa. Ahora se quita la mampara y los dos gases forman una mezcla homogénea a 250 kPa. La presión parcial de N_2 en la mezcla es

a) 75 kPa *b*) 90 kPa *c*) 125 kPa *d*) 175 kPa *e*) 250 kPa

13-105 Un recipientte rígido de 80 L contiene una mezcla de gases ideales de 5 g de N_2 y 5 g de CO_2 a una presión y una temperatura especificadas. Si el N_2 se separara de la mezcla y se almacenara a la temperatura y la presión de la mezcla, su volumen sería

a) 32 L *b*) 36 L *c*) 40 L *d*) 49 L *e*) 80 L

13-106 Una mezcla de gases ideales consiste en 3 kg de Ar y 6 kg de CO_2. La mezcla se calienta ahora a volumen constante de 250 K a 350 K. La cantidad de calor transferida es

a) 374 kJ *b*) 436 kJ *c*) 488 kJ
d) 525 kJ *e*) 664 kJ

13-107 Una mezcla de gases ideales consiste en 60 por ciento de helio y 40 por ciento de argón, a base másica. La mezcla se expande ahora isentrópicamente en una turbina, de 400 °C y 1.2 MPa a una presión de 200 kPa. La temperatura de la mezcla a la salida de la turbina es

a) 56 °C *b*) 195 °C *c*) 130 °C
d) 112 °C *e*) 400 °C

13-108 Un compartimiento de un recipiente rígido aislado contiene 2 kmol de CO_2 a 20 °C y 150 kPa, mientras el otro compartimiento contiene 5 kmol de H_2 a 35 °C y 300 kPa. Ahora se quita la mampara entre los dos gases, y éstos forman una mezcla homogénea de gases ideales. La temperatura de la mezcla es

a) 25 °C *b*) 29 °C *c*) 22 °C *d*) 32 °C *e*) 34 °C

13-109 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene una mezcla de gases ideales de 3 kmol de gas He y 7 kmol de gas Ar a 50 °C y 400 kPa. Ahora se expande el gas a presión constante hasta que su volumen se duplica. La cantidad de transferencia de calor a la mezcla de gases es

a) 6.2 MJ *b*) 4.2 MJ *c*) 27 MJ
d) 10 MJ *e*) 67 MJ

13-110 Una mezcla de gases ideales de helio y argón con fracciones másicas idénticas entra a una turbina a 1 500 K y 1 MPa, a razón de 0.12 kg/s, y se expande isentrópicamente a 100 kPa. La producción de potencia de la turbina es

a) 253 kW *b*) 310 kW *c*) 341 KW
d) 463 kW *e*) 550 kW

Problemas de diseño y ensayo

13-111 La regla aditiva simple puede no ser adecuada para el volumen de mezclas binarias de gases. Demuestre esto para un par de gases que usted elija, a diferentes temperaturas y presiones, usando la regla de Kay y el principio de estados correspondientes.

13-112 Usted tiene un recipiente rígido provisto de un manómetro. Describa un procedimiento por el que usted podría usar este recipiente para mezclar gases ideales en porciones prescritas de fracciones molares.

13-113 Se sabe que la exposición prolongada a las concentraciones de mercurio en el aire, incluso relativamente bajas pero altamente tóxicas, ocasiona desórdenes mentales permanentes, insomnio, dolor y entumecimiento de las manos y los pies, entre otras cosas. Por lo tanto, la concentración máxima permisible de vapor de mercurio en el aire en lugares de trabajo está reglamentada por dependencias federales. Estos reglamentos exigen que el nivel promedio de concentración de mercurio en el aire no exceda 0.1 mg/m^3.

Considere un derrame de mercurio que ocurre en una bodega de almacenamiento hermética al aire a 20 °C en San Francisco durante un terremoto. Calcule el nivel más alto de concentración de mercurio en el aire que puede ocurrir en la bodega, en mg/m^3, y determine si está dentro del nivel seguro. La presión de vapor del mercurio a 20 °C es de 0.173 Pa. Proponga algunos lineamientos como salvaguarda contra la formación de concentraciones tóxicas de vapor de mercurio en el aire en bodegas y laboratorios.

CAPÍTULO

14

Mezclas de gas-vapor y acondicionamiento de aire

A temperaturas por debajo de la temperatura crítica, a la fase gaseosa de una sustancia se le denomina frecuentemente como *vapor*. El término *vapor* implica un estado gaseoso que se encuentra cerca de la región de saturación de la sustancia, lo cual incrementa la posibilidad de condensación durante el proceso.

El capítulo 13 se ocupó de mezclas de gases que solían encontrarse por encima de sus temperaturas críticas. Por consiguiente, no importaba la condensación de los gases durante un proceso. El hecho de no tener que lidiar con dos fases simplificaba de manera considerable al análisis. Sin embargo, cuando se enfrenta una mezcla de gas-vapor, el vapor puede condensarse saliendo de la mezcla gas-vapor durante el proceso, lo que produce una mezcla de dos fases. Esto complica el análisis de manera considerable. En consecuencia, una mezcla de gas-vapor requiere un tratamiento distinto al de una mezcla de gases ordinaria.

En ingeniería se estudian varias mezclas de gas-vapor. En este capítulo se aborda la *mezcla aire-vapor de agua*, que es la mezcla de gas-vapor más común en la práctica. También se estudia el *acondicionamiento de aire*, que es la principal área de trabajo de las mezclas de aire-vapor de agua.

OBJETIVOS

En el capítulo 14, los objetivos son:

- Diferenciar entre *aire seco* y *aire atmosférico*.
- Definir y calcular la humedad específica y relativa del aire atmosférico.
- Calcular la temperatura del punto de rocío del aire atmosférico.
- Relacionar la temperatura de saturación adiabática y la temperatura de bulbo húmedo del aire atmosférico.
- Utilizar la carta psicrométrica como una herramienta para determinar las propiedades del aire atmosférico.
- Aplicar los principios de la conservación de la masa y de la energía en diferentes procesos de acondicionamiento de aire.

Aire seco

T, °C	c_p, kJ/kg · °C
−10	1.0038
0	1.0041
10	1.0045
20	1.0049
30	1.0054
40	1.0059
50	1.0065

Figura 14-1

Puede suponerse que el c_p será constante a 1.005 kJ/kg · °C en el intervalo de temperatura de −10 a 50 °C con un error menor de 0.2 por ciento.

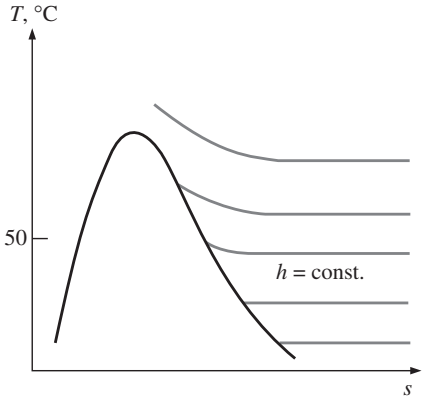


Figura 14-2

A temperaturas por debajo de los 50 °C, las líneas de h = constante coinciden con las líneas de T = constante en la región de vapor sobrecalentado del agua.

14-1 ▪ Aire seco y aire atmosférico

El aire es una mezcla de nitrógeno, oxígeno y pequeñas cantidades de otros gases. Normalmente, el aire en la atmósfera contiene cierta cantidad de vapor de agua (o *humedad*) y se conoce como **aire atmosférico**. En contraste, el aire que no contiene vapor de agua se denomina **aire seco**. Es conveniente tratar al aire como una mezcla de vapor de agua y aire seco, porque la composición del aire seco permanece relativamente constante, pero la cantidad de vapor de agua varía por la condensación y evaporación de los océanos, lagos, ríos, regaderas e incluso del agua del cuerpo humano. A pesar de que la cantidad de vapor de agua en el aire es pequeña, desempeña un importante papel en la comodidad cotidiana del ser humano. En consecuencia, es importante tomarlo en cuenta en los dispositivos de acondicionamiento de aire.

La temperatura del aire en aplicaciones de acondicionamiento de aire varía de −10 a cerca de 50 °C. En este intervalo, el aire seco puede tratarse como un gas ideal con un valor c_p constante de 1.005 kJ/kg · K [0.240 Btu/lbm · R] con un error insignificante (menor a 0.2 por ciento), como se ilustra en la figura 14-1. Si se toma como temperatura de referencia los 0 °C, la entalpía y el cambio de entalpía de aire seco se determinan por

$$h_{\text{aire seco}} = c_p T = (1.005\ \text{kJ/kg} \cdot °\text{C})T \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(14-1}\textit{a}\textbf{)}$$

y

$$\Delta h_{\text{aire seco}} = c_p \Delta T = (1.005\ \text{kJ/kg} \cdot °\text{C})\ \Delta T \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(14-1}\textit{b}\textbf{)}$$

donde T es la temperatura del aire en °C y ΔT es el cambio en la temperatura. En procesos de acondicionamiento de aire interesan los *cambios* en la entalpía Δh, los cuales son independientes del punto de referencia elegido.

Por supuesto, sería conveniente tratar al vapor de agua en el aire como un gas ideal; y probablemente usted esté dispuesto a sacrificar un poco de exactitud por tal ventaja. Pero sucede que es posible sacar provecho de esta condición sin mucho sacrificio. A 50 °C, la presión de saturación del agua es de 12.3 kPa. A presiones por debajo de este valor, el vapor de agua puede tratarse como un gas ideal con un error insignificante (menor a 0.2 por ciento), incluso cuando es un vapor saturado. Por lo tanto, el vapor de agua en el aire se comporta como si existiera solo y obedece la relación de gas ideal $Pv = RT$. En este caso, el aire atmosférico se trata como una mezcla de gases ideales cuya presión es la suma de la presión parcial del aire seco* P_a y la del vapor de agua P_v:

$$P = P_a + P_v \quad (\text{kPa}) \qquad \textbf{(14-2)}$$

A la presión parcial del vapor de agua se le conoce como **presión de vapor**. Es la presión que el vapor de agua ejercería si existiera solo a la temperatura y volumen del aire atmosférico.

Dado que el vapor de agua es un gas ideal, la entalpía del vapor de agua es una función exclusiva de la temperatura, es decir, $h = h(T)$. Esto también puede observarse en el diagrama T-s del agua que se presenta en las figuras A-9 y 14-2, donde las líneas de entalpía constante coinciden con las líneas de temperatura constante a temperaturas inferiores a 50 °C. Por lo tanto, *la ental-*

* En este capítulo, el subíndice *a* denota el aire seco y el subíndice *v* significa vapor de agua.

pía del vapor de agua en el aire puede considerarse igual a la entalpía del vapor saturado a la misma temperatura. Es decir,

$$h_v(T, \text{bajo } P) \cong h_g(T) \tag{14-3}$$

La entalpía del vapor de agua a 0 °C es 2 500.9 kJ/kg. El valor c_p promedio del vapor de agua en el intervalo de temperatura de −10 a 50 °C puede considerarse igual a 1.82 kJ/kg · °C. Por lo tanto, la entalpía del vapor de agua se determina aproximadamente a partir de

$$h_g(T) \cong 2\,500.9 + 1.82T \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad T \text{ en } °\text{C} \tag{14-4}$$

o

$$h_g(T) \cong 1\,060.9 + 0.435T \qquad (\text{Btu/lbm}) \qquad T \text{ en } °\text{F} \tag{14-5}$$

en el intervalo de temperatura de −10 a 50 °C (o de 15 a 120 °F), con un error insignificante, como se observa en la figura 14-3.

Vapor de agua

T, °C	h_g, kJ/kg Tabla A-4	h_g, kJ/kg Ec. 14-4	Diferencia, kJ/kg
−10	2 482.1	2 482.7	−0.6
0	2 500.9	2 500.9	0.0
10	2 519.2	2 519.1	0.1
20	2 537.4	2 537.3	0.1
30	2 555.6	2 555.5	0.1
40	2 573.5	2 573.7	−0.2
50	2 591.3	2 591.9	−0.6

Figura 14-3

En el intervalo de temperatura de −10 a 50 °C, la h_g del agua se determina por la ecuación 14-4 con un error insignificante.

14-2 ▪ Humedad específica y relativa del aire

La cantidad de vapor de agua en el aire puede determinarse de varias maneras. Es probable que la más lógica sea precisar directamente la masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco, a la que se denomina **humedad absoluta** o **específica** (conocida también como *relación de humedad*) y que se representa por medio de ω:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \qquad (\text{kg vapor de agua/kg aire seco}) \tag{14-6}$$

La humedad específica también se expresa como

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V/R_v T}{P_a V/R_a T} = \frac{P_v/R_v}{P_a/R_a} = 0.622\,\frac{P_v}{P_a} \tag{14-7}$$

o

$$\omega = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} \qquad (\text{kg vapor de agua/kg aire seco}) \tag{14-8}$$

donde P es la presión total.

Considere 1 kg de aire seco. Por definición, el aire seco no contiene vapor de agua y, por ende, su humedad específica es cero. Ahora añada algo de vapor de agua a este aire seco. La humedad específica aumentará. A medida que se añada más vapor o humedad, la humedad específica crecerá hasta que el aire ya no pueda contener más humedad. En este punto se dice que el aire estará saturado por humedad, y se le denomina **aire saturado**. Cualquier humedad agregada al aire saturado se condensará. La cantidad de vapor de agua en el aire saturado a una temperatura y presión especificadas puede determinarse a partir de la ecuación 14-8 si se sustituye P_v por P_g, la presión de saturación del agua a esa temperatura (Fig. 14-4).

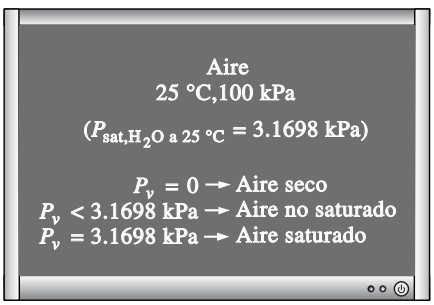


Figura 14-4

Para aire saturado, la presión de vapor es igual a la presión de saturación del agua.

La cantidad de humedad en el aire tiene un efecto definitivo en las condiciones de comodidad que ofrece un ambiente. Sin embargo, el nivel de comodidad depende más de la cantidad de humedad que el aire contiene (m_v) respecto a la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura (m_g). La relación entre estas dos cantidades se conoce como **humedad relativa** ϕ (Fig. 14-5)

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V/R_v T}{P_g V/R_v T} = \frac{P_v}{P_g} \tag{14-9}$$

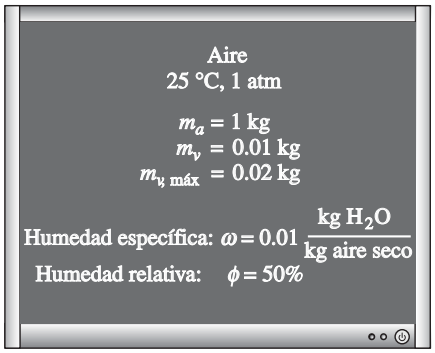
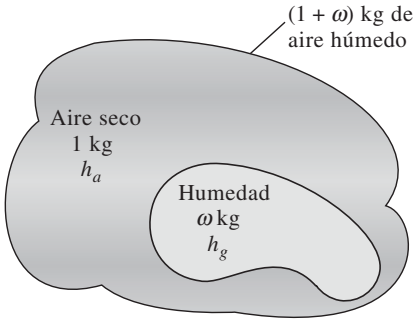


Figura 14-5

La humedad específica es la cantidad real de vapor de agua por 1 kg de aire seco, mientras que la humedad relativa es la proporción entre la cantidad real de humedad en el aire y la cantidad máxima de humedad que el aire pudiera contener a esa temperatura.



$h = h_a + \omega h_g$, kJ/kg de aire seco

Figura 14-6

La entalpía de aire húmedo (atmosférico) se expresa por unidad de masa de aire seco, no por unidad de masa de aire húmedo.

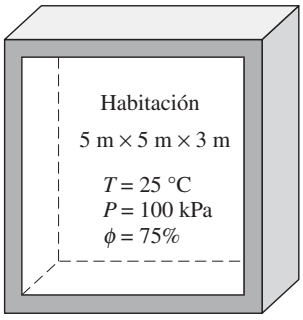


Figura 14-7

Esquema para el ejemplo 14-1.

donde

$$P_g = P_{\text{sat a } T} \tag{14-10}$$

Si se combinan las ecuaciones 14-8 y 14-9, también se puede expresar la humedad relativa como

$$\phi = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega)P_g} \quad \text{y} \quad \omega = \frac{0.622\phi P_g}{P - \phi P_g} \tag{14-11a, b}$$

La humedad relativa varía de 0 para aire seco a 1 para aire saturado. Advierta que la cantidad de humedad que el aire puede contener depende de su temperatura. Por lo tanto, la humedad relativa del aire cambia con la temperatura aunque su humedad específica permanezca constante.

El aire atmosférico es una mezcla de aire seco y vapor de agua, por ello la entalpía del aire se expresa en términos de las entalpías del aire seco y del vapor de agua. En la mayor parte de las aplicaciones prácticas, la cantidad de aire seco en la mezcla de aire-vapor de agua permanece constante, pero la cantidad de vapor de agua cambia. En consecuencia, la entalpía del aire atmosférico se expresa *por unidad de masa del aire seco*, y no por unidad de masa de la mezcla de aire-vapor de agua.

La entalpía total (una propiedad extensiva) del aire atmosférico es la suma de las entalpías del aire seco y del vapor de agua:

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v$$

Al dividir entre m_a se obtiene

$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + \omega h_v$$

o

$$h = h_a + \omega h_g \qquad \text{(kJ/kg aire seco)} \tag{14-12}$$

puesto que $h_v \cong h_g$ (Fig. 14-6).

Observe también que la temperatura ordinaria del aire atmosférico se conoce como la **temperatura de bulbo seco** para diferenciarla de otras formas de temperatura que deben estudiarse.

EJEMPLO 14-1 La cantidad de vapor de agua en el aire de una habitación

La habitación de 5 m × 5 m × 3 m que se representa en la figura 14-7, contiene aire a 25 °C y 100 kPa, a una humedad relativa de 75 por ciento. Determine *a*) la presión parcial del aire seco, *b*) la humedad específica, *c*) la entalpía por unidad de masa del aire seco y *d*) las masas del aire seco y del vapor de agua en el cuarto.

Solución Se indica la humedad relativa del aire en un cuarto. Se va a determinar la presión del aire seco, humedad específica, entalpía y las masas de aire seco y del vapor de agua en el cuarto.

Suposición El aire seco y el vapor de agua en el cuarto son gases ideales.

Propiedades El calor específico a presión constante del aire a la temperatura del cuarto es c_p = 1.005 kJ/kg · K (tabla A-2*a*). Para el agua a 25 °C, se tiene que P_{sat} = 3.1698 kPa y h_g = 2 546.5 kJ/kg (tabla A-4).

Análisis *a*) La presión parcial del aire seco puede obtenerse de la ecuación 14-2:

$$P_a = P - P_v$$

donde

$$P_v = \phi P_g = \phi P_{\text{sat a 25 °C}} = (0.75)(3.1698 \text{ kPa}) = 2.38 \text{ kPa}$$

Por lo tanto,

$$P_a = (100 - 2.38) \text{ kPa} = \mathbf{97.62 \text{ kPa}}$$

b) La humedad específica del aire se encuentra a partir de la ecuación 14-8:

$$\omega = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} = \frac{(0.622)(2.38 \text{ kPa})}{(100 - 2.38) \text{ kPa}} = \mathbf{0.0152 \text{ kg } H_2O/\text{kg aire seco}}$$

c) La entalpía del aire por unidad de masa de aire seco está determinada con base en la ecuación 14-12:

$$\begin{aligned} h &= h_a + \omega h_v \cong c_p T + \omega h_g \\ &= (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot °\text{C})(25 °\text{C}) + (0.0152)(2\,546.5 \text{ kJ/kg}) \\ &= \mathbf{63.8 \text{ kJ/kg aire seco}} \end{aligned}$$

La entalpía del vapor de agua (2 546.5 kJ/kg) también podría determinarse a partir de la aproximación dada por la ecuación 14-4:

$$h_{g \text{ a } 25 °\text{C}} \cong 2\,500.9 + 1.82(25) = 2\,546.4 \text{ kJ/kg}$$

la cual es casi idéntica al valor obtenido en la tabla A-4.

d) Tanto el aire seco como el vapor de agua llenan por completo la habitación. En consecuencia, el volumen de cada uno de ellos es igual al volumen del cuarto:

$$V_a = V_v = V_{\text{habitación}} = (5 \text{ m})(5 \text{ m})(3 \text{ m}) = 75 \text{ m}^3$$

Las masas del aire seco y del vapor de agua se determinan a partir de la relación de gas ideal aplicada por separado a cada gas:

$$m_a = \frac{P_a V_a}{R_a T} = \frac{(97.62 \text{ kPa})(75 \text{ m}^3)}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(298 \text{ K})} = \mathbf{85.61 \text{ kg}}$$

$$m_v = \frac{P_v V_v}{R_v T} = \frac{(2.38 \text{ kPa})(75 \text{ m}^3)}{(0.4615 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(298 \text{ K})} = \mathbf{1.30 \text{ kg}}$$

La masa del vapor de agua en el aire podría obtenerse también de la ecuación 14-6:

$$m_v = \omega m_a = (0.0152)(85.61 \text{ kg}) = 1.30 \text{ kg}$$

14-3 ▪ Temperatura de punto de rocío

Si uno vive en climas húmedos, es probable que en verano la mayor parte de las mañanas encuentre el pasto húmedo. Si no llovió la noche anterior, ¿qué sucedió entonces? La explicación es simple. El exceso de humedad en el aire se condensa en las superficies frías y forma el *rocío*. En el verano, una cantidad considerable de agua se evapora durante el día. En la noche, cuando la temperatura desciende, sucede lo mismo con la "capacidad de sostener la humedad" del aire, que es la cantidad máxima de humedad que el aire puede

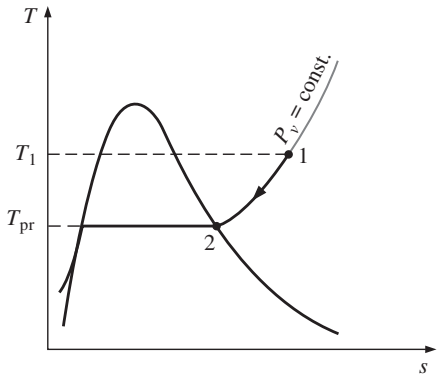


Figura 14-8

Enfriamiento a presión constante del aire húmedo y temperatura de punto de rocío en el diagrama *T-s* del agua.

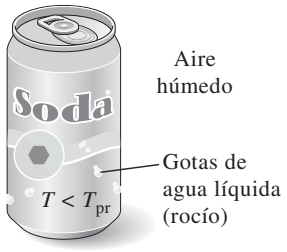


Figura 14-9

Cuando la temperatura de una lata de bebida fría está por debajo de la temperatura de punto de rocío del aire circundante, la lata "suda".

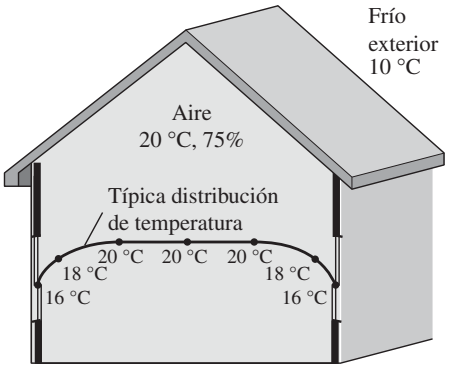


Figura 14-10

Esquema para el ejemplo 14-2.

contener. (¿Qué ocurre con la humedad relativa durante este proceso?) Después de cierto tiempo, la capacidad del aire de sostener la humedad se iguala al contenido de humedad de éste. En este punto, el aire está saturado y su humedad relativa es de 100 por ciento. Cualquier descenso adicional en la temperatura del aire tiene como consecuencia la condensación de un poco de humedad, y esto es el inicio de la formación del rocío.

La **temperatura de punto de rocío** T_{pr} se define como *la temperatura a la que se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante.* En otras palabras T_{pr} es la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor:

$$T_{pr} = T_{sat\ a\ P_v} \tag{14-13}$$

Esto se muestra también en la figura 14-8. Cuando el aire se enfría a presión constante, la presión de vapor P_v permanece constante. Por lo tanto, el vapor en el aire (estado 1) experimenta un proceso de enfriamiento a presión constante hasta que alcanza la línea de vapor saturado (estado 2). La temperatura en este punto es T_{pr} y si la temperatura desciende un poco más, algo de vapor se condensa. En consecuencia, la cantidad de vapor en el aire disminuye, lo que produce una disminución de P_v. El aire permanece saturado durante el proceso de condensación y, por ello, sigue una trayectoria de humedad relativa de 100 por ciento (la línea de vapor saturado). La temperatura ordinaria y la temperatura de punto de rocío del aire saturado son idénticas en este caso.

Es posible que en un día caliente y húmedo, al comprar un refresco de lata frío en una máquina expendedora, se advierta que se forma rocío sobre la lata. Esa formación de rocío indica que la temperatura de la bebida está por debajo de la T_{pr} del aire de los alrededores (Fig. 14-9).

La temperatura del punto de rocío del aire del ambiente se determina con facilidad si se enfría un poco de agua en una copa metálica y se le añade una pequeña cantidad de hielo para luego agitarla. La temperatura de la superficie exterior de la copa, cuando empieza a formarse rocío sobre la superficie, es la temperatura del punto de rocío del aire.

EJEMPLO 14-2 Empañado de las ventanas de una casa

En clima frío, la condensación se aprecia sobre las superficies interiores de las ventanas debido a las bajas temperaturas del aire cercano a la superficie de la ventana. Considere la casa que se muestra en la figura 14-10, la cual tiene aire a 20 °C y 75 por ciento de humedad relativa. ¿Cuál será la temperatura de la ventana en que la humedad del aire empezará a condensarse en las superficies interiores de las ventanas?

Solución El interior de una casa se mantiene a una temperatura y humedad especificadas. Se debe determinar la temperatura de la ventana a la cual comienza a empañarse.

Propiedades La presión de saturación del agua a 20 °C es P_{sat} = 2.3392 kPa (tabla A-4).

Análisis En general, la distribución de la temperatura en una casa no es uniforme. En invierno, cuando la temperatura de los exteriores disminuye, sucede lo mismo con las temperaturas interiores cerca de los muros y las ventanas. Por consiguiente, el aire cercano a los muros y las ventanas permanece a una temperatura inferior que la de las partes interiores de una casa, aun cuando la presión total y la presión de vapor permanezcan constantes por toda la casa. Como resultado, el aire cercano a los muros y ventanas experimentará un proceso de enfriamiento P_v = *constante* hasta que la humedad en el aire

comience a condensarse. Esto sucederá cuando el aire alcance su temperatura de punto de rocío T_{pr}. El punto de rocío se determina a partir de la ecuación 14-13 para ser

$$T_{pr} = T_{sat\ a\ P_v}$$

donde

$$P_v = \phi P_{g\ a\ 20\,^\circ C} = (0.75)(2.3392\ \text{kPa}) = 1.754\ \text{kPa}$$

Por lo tanto,

$$T_{pr} = T_{sat\ a\ 1.754\ kPa} = \mathbf{15.4\ ^\circ C}$$

Comentario Advierta que la superficie interior de la ventana se debe mantener arriba de 15.4 °C si se desea evitar la condensación en las superficies de las ventanas.

14-4 ▪ Temperaturas de saturación adiabática y de bulbo húmedo

La humedad relativa y la humedad específica se emplean con frecuencia en Ingeniería y en las Ciencias de la Atmósfera, y es deseable relacionarlas para medir fácilmente cantidades como la temperatura y la presión. Una forma de determinar la humedad relativa consiste en encontrar la temperatura de punto de rocío del aire, tal como se estudió en la sección anterior. Al conocer la temperatura del punto de rocío es posible determinar la presión de vapor P_v y con ello, la humedad relativa. Este planteamiento es sencillo pero no muy práctico.

Otra manera de determinar la humedad absoluta o relativa se relaciona con un *proceso de saturación adiabática*, mostrado de manera esquemática y en un diagrama *T-s* en la figura 14-11. El sistema se compone de un canal largo aislado que contiene una pila de agua. Por el canal se hace pasar un flujo estacionario de aire no saturado que tiene una humedad específica de ω_1 (desconocida) y una temperatura de T_1. Cuando el aire fluye sobre el agua, un poco de ésta se evapora y se mezcla con el flujo de aire. El contenido de humedad del aire aumentará durante este proceso y su temperatura descenderá, puesto que parte del calor latente de vaporización del agua que se evapora provendrá del aire. Si el canal tiene un largo suficiente, el flujo de aire saldrá como aire saturado ($\phi = 100$ por ciento) a la temperatura T_2, que se llama **temperatura de saturación adiabática**.

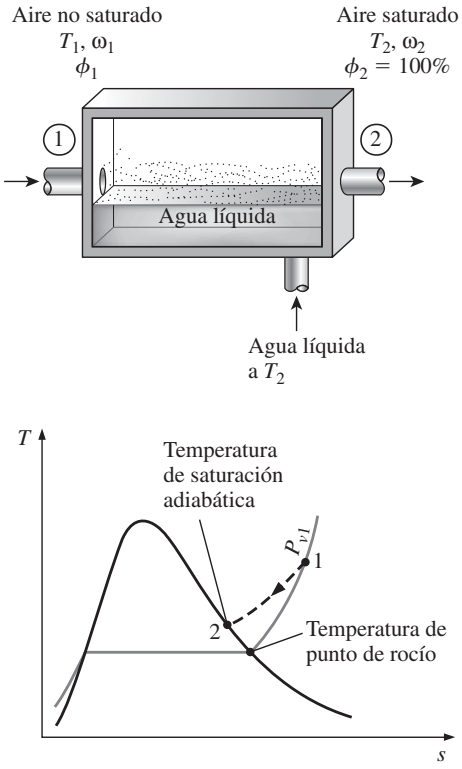


Figura 14-11
El proceso de saturación adiabática y su representación en un diagrama *T-s* del agua.

Si se suministra agua de reposición al canal a la razón de evaporación y a la temperatura T_2, el proceso de saturación adiabática recién descrito puede analizarse como un proceso de flujo estacionario. El proceso no incluye interacciones de calor o trabajo, y los cambios en la energía cinética y potencial pueden ignorarse. De modo que las relaciones de la conservación de la masa y de la conservación de la energía para este sistema de flujo estacionario de dos entradas y una salida se reduce a lo siguiente:

Balance de masa:

$$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a \qquad \text{(La razón del flujo másico del aire seco permanece constante)}$$

$$\dot{m}_{w_1} + \dot{m}_f = \dot{m}_{w_2} \qquad \text{(La razón del flujo másico del vapor de agua en el aire se incrementa por una cantidad igual a la razón de evaporación } \dot{m}_f\text{)}$$

o

$$\dot{m}_a\omega_1 + \dot{m}_f = \dot{m}_a\omega_2$$

Por lo tanto,

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)$$

Balance de energía:

$$\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sal}} \qquad (\text{puesto que } \dot{Q} = 0 \text{ y } \dot{W} = 0)$$

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_f h_{f_2} = \dot{m}_a h_2$$

o

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)h_{f_2} = \dot{m}_a h_2$$

Al dividir entre $\dot{m}_a$ se obtiene

$$h_1 + (\omega_2 - \omega_1)h_{f_2} = h_2$$

o

$$(c_p T_1 + \omega_1 h_{g_1}) + (\omega_2 - \omega_1)h_{f_2} = (c_p T_2 + \omega_2 h_{g_2})$$

lo que produce

$$\omega_1 = \frac{c_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg_2}}{h_{g_1} - h_{f_2}} \tag{14-14}$$

donde, de la ecuación 14-11*b*),

$$\omega_2 = \frac{0.622 P_{g_2}}{P_2 - P_{g_2}} \tag{14-15}$$

puesto que $\phi_2 = 100$ por ciento. De este modo se concluye que la humedad específica (y la humedad relativa) del aire pueden deducirse de las ecuaciones 14-14 y 14-15 si se mide la presión y la temperatura del aire a la entrada y a la salida de un saturador adiabático.

Si el aire que entra al canal ya está saturado, entonces la temperatura de saturación adiabática T_2 será idéntica a la temperatura de entrada T_1, en cuyo caso la ecuación 14-14 produce $\omega_1 = \omega_2$. En general, la temperatura de saturación adiabática estará entre las temperaturas de entrada y del punto de rocío.

El proceso de saturación adiabática recién analizado proporciona un medio para determinar la humedad absoluta o relativa del aire, pero es necesario un canal largo o un mecanismo de rociado para alcanzar condiciones de saturación a la salida. Un planteamiento más práctico consiste en emplear un termómetro cuyo bulbo esté cubierto con una mecha de algodón saturada con agua, y soplar aire sobre ella, tal como se muestra en la figura 14-12. La temperatura medida de esta manera se denomina **temperatura de bulbo húmedo** T_{bh}, y se emplea comúnmente en aplicaciones de acondicionamiento de aire.

El principio básico implicado es similar al de la saturación adiabática. Cuando el aire no saturado pasa sobre la mecha húmeda, un poco del agua en la mecha se evapora. Como resultado, disminuye la temperatura del agua y se crea una diferencia de temperatura (que es la fuerza impulsora para la transferencia de calor) entre el aire y el agua. Luego de un tiempo, la pérdida de calor del agua por evaporación es igual a la ganancia de calor del aire y la temperatura del agua se estabiliza. En este punto, la lectura del termómetro es la temperatura de bulbo húmedo. También se puede medir la temperatura de bulbo húmedo con un termómetro con mecha húmeda colocado en un soporte unido a una manivela y girando el soporte rápidamente: es decir, se mueve el termómetro en lugar del aire. Un dispositivo que trabaje con base en este

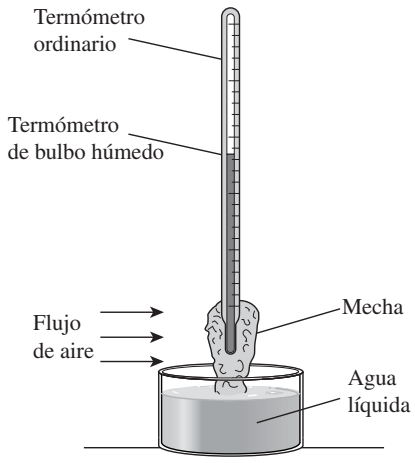


Figura 14-12
Un arreglo simple para medir la temperatura de bulbo húmedo.

principio se denomina *psicrómetro giratorio* y se muestra en la figura 14-13. Normalmente también se monta un termómetro de bulbo seco sobre el armazón de este dispositivo, de manera que la temperatura de bulbo húmedo así como la de bulbo seco puedan medirse de manera simultánea.

Los avances en la electrónica han hecho posible medir la humedad de una manera rápida y confiable. Parece que los psicrómetros giratorios y los termómetros de mecha húmeda se han vuelto cosa del pasado. Los dispositivos electrónicos de medición de humedad actuales basados en el cambio de capacitancia de una delgada película polimérica, a medida que absorben vapor de agua, son capaces de identificar y mostrar digitalmente la humedad relativa con 1 por ciento de precisión en cuestión de segundos.

En general, la temperatura de saturación adiabática y la temperatura de bulbo húmedo no son iguales. Pero para mezclas de aire-vapor de agua a presión atmosférica, la temperatura de bulbo húmedo es aproximadamnete igual a la temperatura de saturación adiabática. Así, la temperatura de bulbo húmedo T_{bh} puede emplearse en la ecuación 14-14 en lugar de T_2 para determinar la humedad específica del aire.

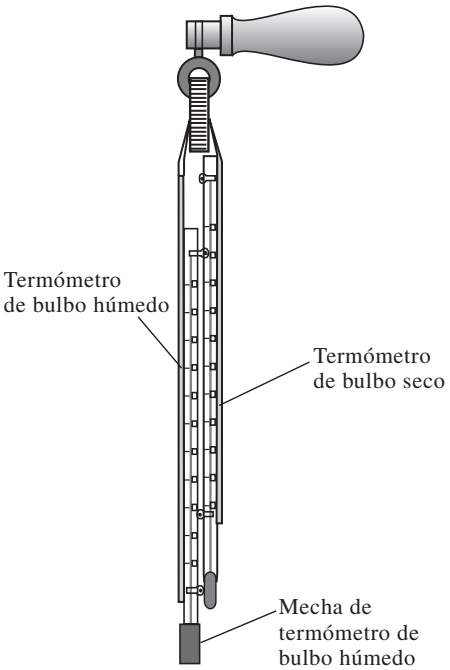


Figura 14-13
Psicrómetro giratorio o higrómetro.

EJEMPLO 14-3 Las humedades específica y relativa del aire

Las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo del aire atmosférico a una presión de 1 atm (101.325 kPa) se miden con un psicrómetro giratorio. Se establece que sus valores son de 25 y 15 °C, respectivamente. Determine *a*) la humedad específica, *b*) la humedad relativa y *c*) la entalpía del aire.

Solución Se proporcionan las temperaturas de bulbo seco y húmedo. Se deben determinar la humedad específica, la humedad relativa y la entalpía.
Propiedades La presión de saturación del agua es de 1.7057 kPa a 15 °C, y 3.1698 kPa a 25 °C (tabla A-4). El calor específico a presión constante del aire a temperatura ambiente es $c_p = 1.005$ kJ/kg · K (tabla A-2*a*).
Análisis *a*) La humedad específica ω_1 se obtiene con la ecuación 14-14,

$$\omega_1 = \frac{c_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg_2}}{h_{g_1} - h_{f_2}}$$

donde T_2 es la temperatura de bulbo húmedo y ω_2 es

$$\omega_2 = \frac{0.622P_{g_2}}{P_2 - P_{g_2}} = \frac{(0.622)(1.7057 \text{ kPa})}{(101.325 - 1.7057) \text{ kPa}}$$

$$= 0.01065 \text{ kg } H_2O/\text{kg aire seco}$$

Por lo tanto,

$$\omega_1 = \frac{(1.005 \text{ kJ/kg} \cdot °\text{C})[(15 - 25)°\text{C}] + (0.01065)(2\,465.4 \text{ kJ/kg})}{(2\,546.5 \overset{\text{V}}{-} 62.982) \text{ kJ/kg}}$$

$$= \mathbf{0.00653 \text{ kg } H_2O/\text{kg aire seco}}$$

b) La humedad relativa ϕ_1 se determina con la ecuación 14-11*a*)

$$\phi_1 = \frac{\omega_1 P_2}{(0.622 + \omega_1)P_{g_1}} = \frac{(0.00653)(101.325 \text{ kPa})}{(0.622 + 0.00653)(3.1698 \text{ kPa})} = \mathbf{0.332 \text{ o } 33.2\%}$$

c) La entalpía por unidad de masa de aire seco se determina con base en la ecuación 14-12:

$$h_1 = h_{a_1} + \omega_1 h_{v_1} \cong c_p T_1 + \omega_1 h_{g_1}$$
$$= (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot °\text{C})(25 °\text{C}) + (0.00653)(2\,546.5 \text{ kJ/kg})$$
$$= \mathbf{41.8 \text{ kJ/kg aire seco}}$$

Comentario Los cálculos de propiedades vistos con anterioridad pueden llevarse a cabo de manera sencilla utilizando el programa EES y otros que cuenten con funciones psicrométricas integradas.

14-5 · La carta psicrométrica

El estado del aire atmosférico a una presión especificada se establece por completo mediante dos propiedades intensivas independientes. El resto de las propiedades se calcula fácilmente a partir de las relaciones anteriores. El dimensionamiento de un sistema común de aire acondicionado implica un gran número de esos cálculos, lo que con el tiempo afecta los nervios del más paciente de los ingenieros. Por lo tanto, hay una clara motivación para efectuar esos cálculos una vez y presentar los datos en gráficas que sean fáciles de leer. Dichas gráficas reciben el nombre de **cartas psicrométricas**, y se utilizan en aplicaciones de acondicionamiento de aire. Una carta psicrométrica para una presión de 1 atm (101.325 kPa o 14.696 psia) se presenta en la figura A-31 en unidades del SI y en la figura A-31E en unidades inglesas. Las cartas psicrométricas a otras presiones (para emplearse en elevaciones bastante más altas que el nivel del mar) también están disponibles en otras fuentes de información.

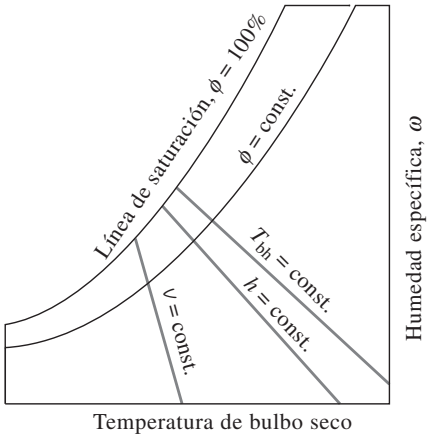


Figura 14-14
Esquema de una carta psicrométrica.

Las características más importantes de la carta psicrométrica se presentan en la figura 14-14. Las temperaturas de bulbo seco se muestran sobre el eje horizontal y la humedad específica sobre el eje vertical. (Algunas cartas también muestran la presión de vapor sobre el eje vertical ya que para una presión fija P existe una correspondencia de uno a uno entre la humedad específica ω y la presión de vapor P_v, como se observa en la ecuación 14-8.) En el extremo izquierdo de la carta se observa una curva (llamada *línea de saturación*) en lugar de una línea recta. Todos los estados de aire saturado se localizan en esta curva. Por lo tanto, es también la curva de un 100 por ciento de humedad relativa. Otras curvas de humedad relativa constante tienen la misma forma general.

Las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante tienen una apariencia descendente hacia la derecha. Las líneas de volumen específico constante (en m^3/kg de aire seco) parecen similares, salvo que son más inclinadas. Las líneas de entalpía constante (en kJ/kg de aire seco) están casi paralelas a las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante. Por consiguiente, las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante en algunas cartas se emplean como líneas de entalpía constante.

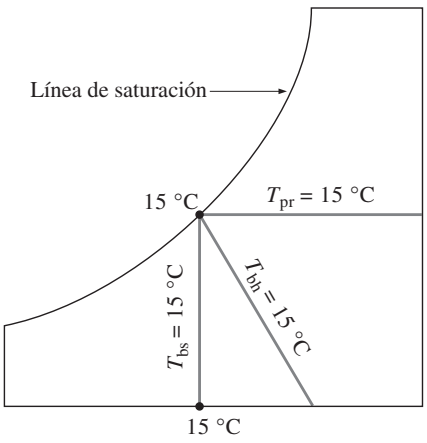


Figura 14-15
Para el aire saturado, las temperaturas de bulbo seco, de bulbo húmedo y de punto de rocío son idénticas.

Para aire saturado, las temperaturas de bulbo seco, de bulbo húmedo y de punto de rocío son idénticas (Fig. 14-15), por ende, la temperatura de punto de rocío del aire atmosférico ω en cualquier punto sobre la gráfica se determina al dibujar una línea horizontal (una línea de ω = constante o P_v = constante) desde el punto hasta la curva saturada. El valor de la temperatura en el punto de intersección es la temperatura de punto de rocío.

La carta psicrométrica también es una valiosa ayuda en la visualización de los procesos de acondicionamiento de aire. Un proceso de calentamiento o enfriamiento ordinario, por ejemplo, aparecerá como una línea horizontal en esta carta si no se incluye humidificación (es decir, ω = constante). Cualquier desviación de la línea horizontal indica que durante el proceso se añade o se extrae humedad al o del aire.

EJEMPLO 14-4 El uso de la carta psicrométrica

Considere un cuarto que tiene aire a 1 atm, 35 °C y 40 por ciento de humedad relativa. Con la carta psicrométrica determine *a*) la humedad específica, *b*) la entalpía, *c*) la temperatura de bulbo húmedo, *d*) la temperatura de punto de rocío y *e*) el volumen específico del aire.

Solución Se proporciona la humedad relativa del aire en el cuarto. Se determinarán la humedad específica, la entalpía, la temperatura de bulbo húmedo, la temperatura de rocío y el volumen específico del aire utilizando la carta psicrométrica.

Análisis A una presión total dada, el estado del aire atmosférico se establece mediante dos propiedades independientes, como la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa. Otras propiedades se determinan al leer directamente sus valores en el estado especificado.

a) La humedad específica se determina al dibujar una línea horizontal del estado especificado hacia la derecha hasta que interseca al eje ω, como se aprecia en la figura 14-16. En el punto de intersección se lee

$$\omega = 0.0142 \text{ kg } H_2O/\text{kg aire seco}$$

b) La entalpía del aire por unidad de masa de aire seco se determina al trazar una línea paralela a las líneas de h = constante desde el estado especificado hasta que interseca la escala de la entalpía. En el punto de intersección se lee

$$h = 71.5 \text{ kJ/kg aire seco}$$

c) La temperatura de bulbo húmedo se determina al trazar una línea paralela a la línea de T_{bh} = constante a partir del estado especificado hasta que interseca la línea de saturación, resultando

$$T_{bh} = 24 \text{ °C}$$

d) La temperatura del punto de rocío se determina al trazar una línea horizontal desde el estado especificado hacia la izquierda hasta intersecar la línea de saturación, dando por resultado

$$T_{pr} = 19.4 \text{ °C}$$

e) El volumen específico por unidad de masa de aire seco se determina al observar las distancias entre el estado especificado y las líneas de v = constante a ambos lados del punto. El volumen específico se obtiene mediante interpolación visual como

$$v = 0.893 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}$$

Comentario Los valores que se leen en la carta psicrométrica inevitablemente tienen errores de lectura, por lo que su precisión es limitada.

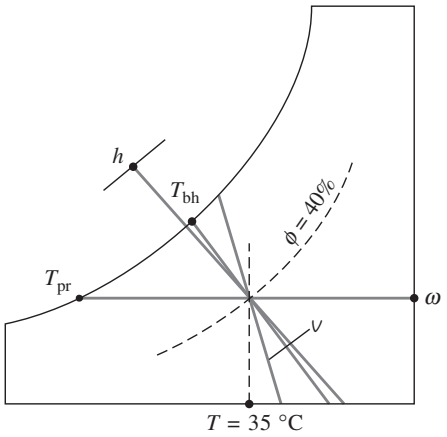


Figura 14-16
Esquema para el ejemplo 14-4.

14-6 ▪ Comodidad humana y acondicionamiento de aire

Los seres humanos tienen una debilidad inherente: necesitan sentirse cómodos. Quieren vivir en un ambiente que no sea ni caliente ni frío, ni muy húmedo ni muy seco. Sin embargo, la comodidad no se obtiene de manera sencilla dado que las necesidades del cuerpo humano y el clima no suelen ser muy compatibles. Para alcanzar la comodidad es necesario luchar constantemente contra los factores que causan descontento, como temperaturas mayores o menores y humedades, altas o bajas. La tarea del ingeniero es ayudar a la gente a sentirse cómoda. (Además, eso lo mantendrá con empleo.)

Figura 14-17

No es posible cambiar las condiciones climatológicas, pero sí el clima en un espacio confinado por medio del acondicionamiento de aire.

© Ryan McVay/Getty Images RF

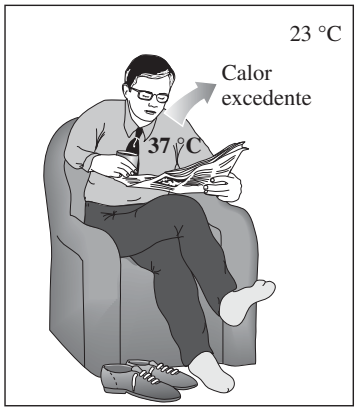


Figura 14-18

Un cuerpo se siente cómodo cuando puede disipar libremente su calor excedente, y no más.

No es difícil que la gente descubra que no puede cambiar el clima en una región. Todo lo que puede hacer es cambiarlo en un espacio confinado, como una casa o un lugar de trabajo (Fig. 14-17). En el pasado, esto se logró parcialmente mediante fuego y sencillos sistemas de calefacción interiores. Hoy día, los modernos sistemas de acondicionamiento de aire pueden calentar, enfriar, humidificar, deshumidificar, limpiar e incluso desodorizar el aire; en otras palabras, *acondicionar* el aire según las necesidades de las personas. Los sistemas de acondicionamiento de aire están diseñados para *satisfacer* las necesidades del cuerpo humano; en consecuencia, es fundamental comprender los aspectos termodinámicos del cuerpo.

El cuerpo humano puede verse como una máquina térmica cuya entrada de energía es el alimento. Como cualquier otra máquina térmica, el cuerpo humano genera calor de desecho, que debe liberarse hacia el ambiente si el cuerpo va a continuar en operación. La tasa de generación de calor depende del nivel de la actividad. Para un hombre adulto promedio, es cercana a 87 W cuando duerme, 115 W cuando descansa o realiza trabajo de oficina, 230 W cuando juega boliche y 440 W cuando realiza trabajo físico intenso. Los números correspondientes para una mujer adulta son casi 15 por ciento menores. (Esta diferencia se debe al tamaño del cuerpo, no a su temperatura. La temperatura interna del cuerpo de una persona saludable se mantiene constante en 37 °C.) Un cuerpo se sentirá cómodo en un ambiente en el cual pueda disipar este calor de desecho (Fig. 14-18).

La transferencia de calor es proporcional a la diferencia de temperatura. En consecuencia, en ambientes fríos un cuerpo perderá más calor del que normalmente genera, lo que produce una sensación de incomodidad. El organismo trata de disminuir el déficit de energía y para ello reduce la circulación de la sangre cerca de la piel (por eso se ve pálida), esto reduce la temperatura de la piel, que es de aproximadamente 34 °C para una persona promedio y, por lo tanto, también la tasa de transferencia de calor. Una baja temperatura de la piel causa molestias. Las manos, por ejemplo, sienten dolor cuando la temperatura de la piel llega a 10 °C (50 °F). Es posible reducir la pérdida de calor del cuerpo si se ponen barreras (ropa adicional, mantas, etc.) en la trayectoria del calor o si aumenta la relación de generación de calor dentro del cuerpo mediante ejercicio. Por ejemplo, la comodidad de una persona en reposo, vestida con ropa de invierno en un cuarto a 10 °C (50 °F), es más o menos igual al nivel de comodidad de una persona idéntica que hace trabajo moderado en un cuarto cuya temperatura se acerca a −23 °C (−10 °F). O puede enconcharse y poner sus manos entre las piernas para reducir la superficie por la que escapa el calor.

En ambientes cálidos existe el problema opuesto: parece que no se disipa el suficiente calor del cuerpo, y se experimenta la sensación de estar dentro de un asador. La gente vestirá ropa ligera para facilitar que el calor salga del cuerpo y reducirá el nivel de actividad para disminuir la tasa de generación de calor de desecho en el cuerpo. También se enciende el ventilador para sustituir continuamente la capa de aire caliente que se forma alrededor del cuerpo como consecuencia del calor corporal por el aire más frío de las otras partes del cuarto. Cuando se hace trabajo ligero o se camina despacio, cerca de la mitad del calor producido por el cuerpo se disipa mediante la sudoración como *calor latente*, mientras que la otra mitad se disipa por convección, y la radiación como *calor sensible*. Cuando se descansa o se realiza trabajo de oficina, la mayor parte del calor (casi 70 por ciento) se disipa en la forma de calor sensible, en tanto que cuando se hace trabajo físico intenso, la mayor parte del calor (cerca de 60 por ciento) se disipa en forma de calor latente. El cuerpo ayuda sudando más. Cuando este sudor se evapora, absorbe calor latente del cuerpo y se enfría. Sin embargo, la transpiración no es muy útil si la humedad

relativa del ambiente es cercana a 100 por ciento. La sudoración prolongada sin ninguna ingestión de fluidos producirá deshidratación y reducirá el sudor, lo que conduce a un aumento en la temperatura del cuerpo y a la insolación.

Otro factor importante que influye en la sensación de comodidad es la transferencia de calor por radiación entre el cuerpo y las superficies circundantes como paredes y ventanas. Los rayos del sol viajan por el espacio por radiación. Usted se calienta enfrente de una hoguera incluso si el aire entre usted y ella es bastante frío. De la misma manera, en un cuarto caliente usted sentirá frío si la superficie del techo y de las paredes está a una temperatura considerablemente menor. Esto se debe a la transferencia térmica directa entre su cuerpo y las superficies circundantes mediante radiación. Los calefactores radiantes se emplean para calentar lugares en los que es difícil hacerlo, como los talleres de reparación de automóviles.

La comodidad del cuerpo humano depende de tres factores: la temperatura (bulbo seco), la humedad relativa y el movimiento del aire. La temperatura del ambiente es el indicio más importante de la comodidad. La mayor parte de la gente se siente cómoda cuando la temperatura del ambiente está entre 22 y 27 °C (72 y 80 °F). La humedad relativa también tiene un efecto considerable en el bienestar, pues influye en la cantidad de calor que un cuerpo puede disipar por evaporación. La humedad relativa es una medida de la capacidad del aire para absorber más humedad. La humedad relativa alta retarda el rechazo de calor por evaporación, y la humedad relativa baja lo acelera. La mayoría de la gente prefiere una humedad relativa de 40 a 60 por ciento.

El movimiento del aire también desempeña un papel importante en la comodidad humana. Elimina el aire caliente y húmedo que se forma alrededor del cuerpo y lo sustituye con aire fresco. En consecuencia, el movimiento del aire mejora el rechazo de calor tanto por convección como por evaporación. El movimiento del aire debe ser suficientemente intenso para eliminar calor y humedad de la vecindad del cuerpo, pero al mismo tiempo debe ser apacible para no sentirlo. La mayoría de la gente se siente bien si la velocidad del aire es de aproximadamente 15 m/min. El movimiento del aire a muy alta velocidad ocasiona incomodidad. Por ejemplo, un ambiente a 10 °C (50 °F) con vientos de 48 km/h se siente tan frío como un ambiente a −7 °C (20 °F) con vientos de 3 km/h debido al efecto de enfriamiento del cuerpo por el movimiento del aire (el *factor de enfriamiento del viento*). Otros factores que influyen en la sensación de comodidad son la limpieza del aire, el olor, el ruido y el efecto de radiación.

14-7 ▪ Procesos de acondicionamiento de aire

Para mantener una vivienda o una construcción industrial a la temperatura y humedad deseadas son necesarios algunos procesos definidos como "acondicionamiento del aire". Estos procesos incluyen el *calentamiento simple* (elevar la temperatura), el *enfriamiento simple* (reducir la temperatura), la *humidificación* (agregar humedad) y la *deshumidificación* (eliminar humedad). Algunas veces dos o más de estos procesos son necesarios para llevar el aire al nivel de temperatura y humedad que se desea.

Diversos procesos de acondicionamiento de aire se ilustran en la carta psicrométrica de la figura 14-19. Advierta que los procesos de calentamiento y enfriamiento simple aparecen como líneas horizontales en esta gráfica, puesto que el contenido de humedad del aire permanece constante (ω = constante) durante estos procesos. El aire se calienta y humidifica en el invierno y se enfría y deshumidifica en el verano. Observe cómo aparecen estos procesos en la carta psicrométrica.

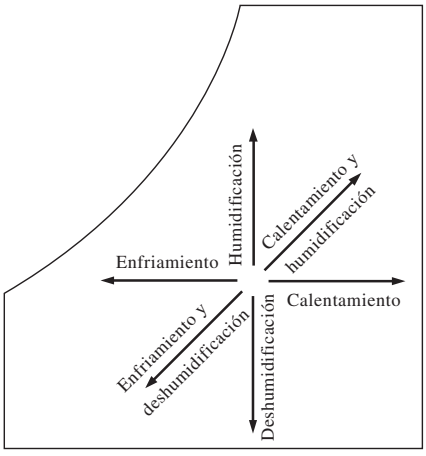


Figura 14-19
Varios procesos de acondicionamiento de aire.

La mayor parte de los procesos del acondicionamiento de aire pueden modelarse como procesos de flujo estacionario, y por lo tanto, la relación de *balance de masa* $\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{sal}$ se expresa para el *aire seco* y el *agua* como

$$\textit{Balance de masa para el aire seco:} \quad \sum_{ent} \dot{m}_a = \sum_{sal} \dot{m}_a \quad (kg/s) \tag{14-16}$$

$$\textit{Balance de masa para el agua:} \sum_{ent} \dot{m}_w = \sum_{sal} \dot{m}_w \quad \text{o} \quad \sum_{ent} \dot{m}_a \omega = \sum_{sal} \dot{m}_a \omega \tag{14-17}$$

Despreciando los cambios de energía cinética y potencial, la relación del *balance de energía de flujo estacionario* $\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sal}$ puede expresarse en este caso como

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum_{ent} \dot{m}h = \dot{Q}_{sal} + \dot{W}_{sal} + \sum_{sal} \dot{m}h \tag{14-18}$$

El término "trabajo" por lo general consiste en el *trabajo del ventilador*, que es muy pequeño respecto de otros términos de la ecuación de la energía. A continuación se examinan algunos procesos comunes en el acondicionamiento de aire.

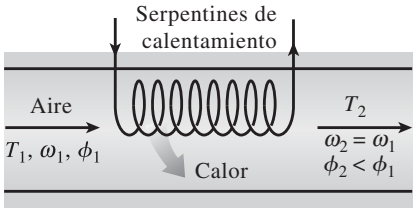


Figura 14-20

Durante el calentamiento simple, la humedad específica permanece constante, pero la humedad relativa disminuye.

Calentamiento y enfriamiento simples (ω = constante)

Muchos sistemas de calefacción residenciales constan de una estufa, una bomba de calor o un calentador de resistencia eléctrica. El aire en esos sistemas se calienta al circular por un ducto que contiene los tubos para los gases calientes o los alambres de la resistencia eléctrica, como se indica en la figura 14-20. La cantidad de humedad en el aire permanece constante durante este proceso, ya que no se añade humedad ni se elimina aire. Esto es, la humedad específica del aire permanece constante (ω = constante) durante un proceso de calentamiento (o enfriamiento) sin humidificación o deshumidificación. Dicho proceso de calentamiento procederá en la dirección de aumento de la temperatura de bulbo seco siguiendo una línea de humedad específica constante en la carta psicrométrica, la cual aparece como una línea horizontal.

Advierta que la humedad relativa del aire disminuye durante un proceso de calentamiento, incluso si la humedad específica ω permanece constante. Esto se debe a que la humedad relativa es la relación entre el contenido de humedad y la capacidad del aire de sostener humedad a la misma temperatura, y la capacidad de sostener humedad aumenta con la temperatura. En consecuencia, la humedad relativa del aire calentado puede estar muy por debajo de los niveles de comodidad, lo cual ocasiona resequedad en la piel, dificultades respiratorias y aumento en la electricidad estática.

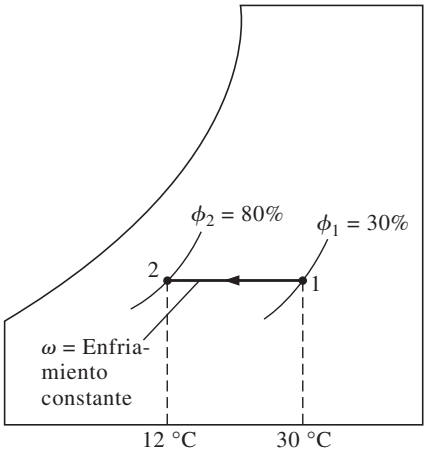


Figura 14-21

Durante el enfriamiento simple, la humedad específica permanece constante pero la humedad relativa aumenta.

Un proceso de enfriamiento a humedad específica constante es similar al proceso de calentamiento analizado antes, excepto que la temperatura de bulbo seco disminuye y la humedad relativa aumenta durante un proceso de este tipo, como se muestra en la figura 14-21. El enfriamiento se logra al pasar el aire sobre algunos serpentines por los cuales fluye un refrigerante o agua fría.

Las ecuaciones de la conservación de la masa para un proceso de calentamiento o enfriamiento que no incluye humidificación o deshumidificación se reduce a $\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$ para aire seco y $\omega_1 = \omega_2$ para el agua. Si se descarta cualquier trabajo de ventilador que pueda estar presente, en este caso la ecuación de la conservación de la energía se reduce a

$$\dot{Q} = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad \text{o} \quad q = h_2 - h_1$$

donde h_1 y h_2 son las entalpías por unidad de masa de aire seco a la entrada y a la salida de la sección de calentamiento o enfriamiento, respectivamente.

Calentamiento con humidificación

Los problemas asociados con la humedad relativa baja, producto del calentamiento simple, se eliminan al humidificar al aire calentado. Esto se consigue al pasar el aire por una sección de calentamiento (proceso 1-2) y después por una sección de humidificación (proceso 2-3), como se muestra en la figura 14-22.

La ubicación del estado 3 depende de cómo se lleve a cabo la humidificación. Si se introduce vapor en la sección de humidificación, se produce una razonable humidificación con calentamiento adicional ($T_3 > T_2$). Si en vez de esto la humidificación se realiza al rociar agua en el flujo de aire, parte del calor latente de vaporización provendrá del aire, lo que producirá enfriamiento del flujo de aire ($T_3 < T_2$). En este caso, el aire debe calentarse a una temperatura más alta en la sección de calentamiento, para compensar el efecto de enfriamiento durante el proceso de humidificación.

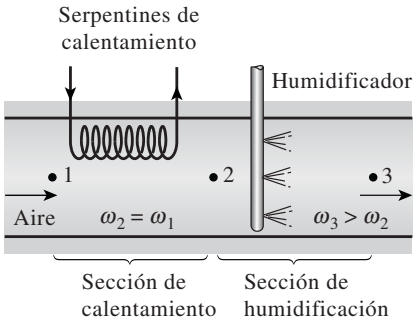


Figura 14-22
Calentamiento con humidificación.

EJEMPLO 14-5 Calentamiento y humidificación del aire

Mediante un sistema de acondicionamiento de aire se toma aire exterior a 10 °C y 30 por ciento de humedad relativa, a una tasa constante de 45 m³/min y se le acondicionará a 25 °C y 60 por ciento de humedad relativa. El aire exterior se calienta primero hasta 22 °C en la sección de calentamiento, después se humidifica mediante la inyección de vapor caliente en la sección humidificadora. Suponga que todo el proceso sucede a una presión de 100 kPa; entonces determine *a*) la tasa de suministro de calor en la sección de calentamiento y *b*) el flujo másico del vapor de agua que se requiere en la sección de humidificación.

Solución Primero se calienta el aire del exterior y después se humedece por medio de inyección de vapor de agua. Se determinarán la razón de transferencia de calor y el flujo másico.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estacionario y, por ende, el flujo másico del aire seco permanece constante durante todo el proceso. **2** El aire seco y el vapor de agua son gases ideales. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Propiedades El calor específico a presión constante del aire a temperatura ambiente es $c_p = 1.005$ kJ/kg · K y su constante de gases es $R_a = 0.287$ kJ/kg · K (tabla A-2*a*). La presión de saturación del agua es 1.2281 kPa a 10 °C y 3.1698 kPa a 25 °C. La entalpía de vapor de agua saturado es 2 519.2 kJ/kg a 10 °C y 2 541.0 kJ/kg a 22 °C (tabla A-4).

Análisis Se toma el sistema como si fuera la *sección de calentamiento* o la *de humidificación,* como sea más conveniente. En la figura 14-23 se muestra un esquema del sistema y de la carta psicrométrica. Advierta que la cantidad de vapor de agua en el aire permanece constante en la sección de calentamiento ($\omega_1 = \omega_2$) y se incrementa en la sección de humidificación ($\omega_3 > \omega_2$).

a) Al aplicar los balances de masa y energía a la sección de calentamiento se obtiene

Balance de masa de aire seco: $$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$$

Balance de masa de agua: $$\dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_{a_2}\omega_2 \rightarrow \omega_1 = \omega_2$$

Balance de energía: $$\dot{Q}_{\text{ent}} + \dot{m}_a h_1 = \dot{m}_a h_2 \rightarrow \dot{Q}_{\text{ent}} = \dot{m}_a(h_2 - h_1)$$

La carta psicrométrica ofrece grandes ventajas en la determinación de las propiedades del aire húmedo. Sin embargo, su empleo se limita a una presión especificada, que es de 1 atm (101.325 kPa) para la carta dada en el apén-

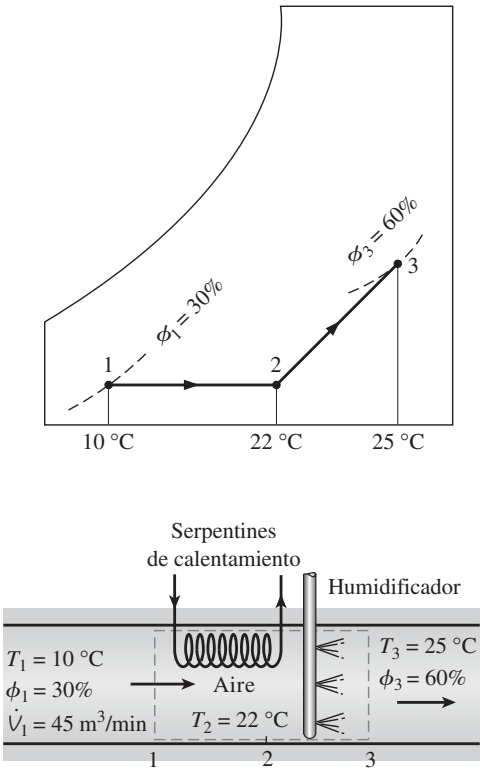


Figura 14-23
Esquema y carta psicrométrica para el ejemplo 14-5.

dice. A presiones diferentes de 1 atm, se deben utilizar otras cartas correspondientes a estas presiones, o bien, las relaciones desarrolladas antes. En nuestro caso, la elección es clara:

$$P_{v_1} = \phi_1 P_{g_1} = \phi P_{\text{sat a } 10\,^\circ\text{C}} = (0.3)(1.2281 \text{ kPa}) = 0.368 \text{ kPa}$$

$$P_{a_1} = P_1 - P_{v_1} = (100 - 0.368) \text{ kPa} = 99.632 \text{ kPa}$$

$$v_1 = \frac{R_a T_1}{P_a} = \frac{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(283 \text{ K})}{99.632 \text{ kPa}} = 0.815 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{45 \text{ m}^3/\text{min}}{0.815 \text{ m}^3/\text{kg}} = 55.2 \text{ kg/min}$$

$$\omega_1 = \frac{0.622 P_{v_1}}{P_1 - P_{v_1}} = \frac{0.622(0.368 \text{ kPa})}{(100 - 0.368) \text{ kPa}} = 0.0023 \text{ kg } H_2O/\text{kg aire seco}$$

$$h_1 = c_p T_1 + \omega_1 h_{g_1} = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(10\,^\circ\text{C}) + (0.0023)(2\,519.2 \text{ kJ/kg})$$
$$= 15.8 \text{ kJ/kg aire seco}$$

$$h_2 = c_p T_2 + \omega_2 h_{g_2} = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(22\,^\circ\text{C}) + (0.0023)(2\,541.0 \text{ kJ/kg})$$
$$= 28.0 \text{ kJ/kg aire seco}$$

puesto que $\omega_2 = \omega_1$. Entonces la razón de transferencia de calor al aire en la sección de calentamiento se convierte en

$$\dot{Q}_{\text{ent}} = \dot{m}_a(h_2 - h_1) = (55.2 \text{ kg/min})[(28.0 - 15.8) \text{ kJ/kg}]$$
$$= \mathbf{673 \text{ kJ/min}}$$

b) El balance de masa para el agua en la sección de humidificación puede expresarse como

$$\dot{m}_{a_2}\omega_2 + \dot{m}_w = \dot{m}_{a_3}\omega_3$$

o

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_3 - \omega_2)$$

donde

$$\omega_3 = \frac{0.622\phi_3 P_{g_3}}{P_3 - \phi_3 P_{g_3}} = \frac{0.622(0.60)(3.1698 \text{ kPa})}{[100 - (0.60)(3.1698)] \text{ kPa}}$$
$$= 0.01206 \text{ kg } H_2O/\text{kg aire seco}$$

Por lo tanto,

$$\dot{m}_w = (55.2 \text{ kg/min})(0.01206 - 0.0023)$$
$$= \mathbf{0.539 \text{ kg/min}}$$

Comentario El resultado de 0.539 kg/min corresponde a un requerimiento de agua cercano a una tonelada por día, lo cual es significativo.

Enfriamiento con deshumidificación

La humedad específica del aire permanece constante durante un proceso de enfriamiento simple, pero su humedad relativa aumenta. Si la humedad relativa alcanza niveles extremadamente altos, tal vez sea necesario eliminar algo de humedad en el aire, es decir, deshumidificarlo. Para esto es necesario enfriar el aire por debajo de su temperatura de punto de rocío.

El proceso de enfriamiento con deshumidificación se muestra de manera esquemática en la carta psicrométrica de la figura 14-24, junto con el ejemplo 14-6. El aire caliente y húmedo entra a la sección de enfriamiento en el estado 1. A medida que pasa por los serpentines de enfriamiento, su temperatura disminuye y su humedad relativa aumenta a humedad específica constante. Si la sección de enfriamiento tiene la longitud suficiente, el aire alcanzará su punto de rocío (estado *x*, aire saturado). El enfriamiento adicional del aire resultará en la condensación de una parte de la humedad en el aire. Éste permanece saturado durante todo el proceso de condensación, que sigue una línea de 100 por ciento de humedad relativa hasta que alcanza el estado final (estado 2). El vapor de agua, que se condensa saliendo del aire durante este proceso, se elimina de la sección de enfriamiento por medio de un canal independiente. Suele considerarse que el condensado sale de la sección de enfriamiento a T_2.

El aire frío y saturado en el estado 2 casi siempre se envía directamente a la habitación, donde se mezcla con el aire que hay ahí. No obstante, en ciertos casos, el aire en el estado 2 puede estar a la humedad específica correcta pero a una temperatura muy baja. En esos casos se hace pasar el aire por una sección de calentamiento donde su temperatura se eleva a un nivel más adecuado antes de enviarlo al cuarto.

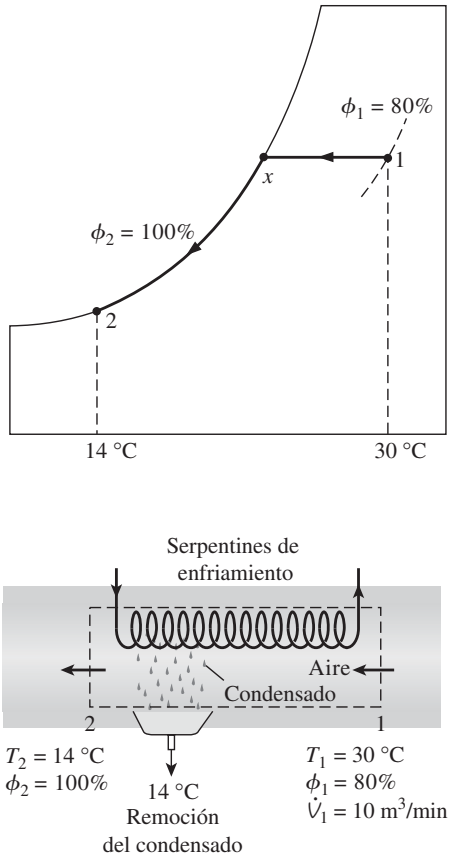


Figura 14-24
Esquema y carta psicrométrica para el ejemplo 14-6.

EJEMPLO 14-6 Enfriamiento y deshumidificación del aire

En una unidad de aire acondicionado de ventana entra aire a 1 atm, 30 °C y 80 por ciento de humedad relativa, a una tasa de 10 m³/min y sale como aire saturado a 14 °C. Parte de la humedad en el aire que se condensa durante el proceso se elimina también a 14 °C. Determine las tasas de eliminación de calor y de humedad del aire.

Solución El aire es enfriado y deshumidificado por una unidad de aire acondicionado de ventana. Se desea determinar la razón con la que se desprenderá el calor y la humedad.

Suposiciones **1** Esto es un proceso de flujo estacionario, y por lo tanto, el flujo másico del aire seco permanece constante durante todo el proceso. **2** El aire seco y el vapor de agua son gases ideales. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Propiedades La entalpía del agua líquida saturada a 14 °C es de 58.8 kJ/kg (tabla A-4). Asimismo, los estados del aire a la entrada y a la salida están especificados completamente y la presión total es de 1 atm. En consecuencia, es factible determinar las propiedades del aire en ambos estados a partir de la carta psicrométrica como sigue

$h_1 = 85.4$ kJ/kg aire seco $\qquad h_2 = 39.3$ kJ/kg aire seco

$\omega_1 = 0.0216$ kg H_2O/kg aire seco y $\omega_2 = 0.0100$ kg H_2O/kg aire seco

$v_1 = 0.889$ m³/kg aire seco

Análisis Se considera que la *sección de enfriamiento* es el sistema. Tanto el esquema del sistema como la carta psicrométrica del proceso se muestran en la figura 14-24. Observe que la cantidad de vapor de agua en el aire disminuye durante el proceso ($\omega_2 < \omega_1$) debido a la deshumidificación. Aplicando los balances de masa y energía en la sección de enfriamiento y deshumidificación se obtiene

Balance de la masa del aire seco: $\quad \dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$

Balance de la masa del agua: $\quad \dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_{a_2}\omega_2 + \dot{m}_w \quad \rightarrow \quad \dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2)$

Balance de la energía: $\quad \sum_{\text{ent}} \dot{m}h = \dot{Q}_{\text{sal}} + \sum_{\text{sal}} \dot{m}h \quad \rightarrow \quad \dot{Q}_{\text{sal}} = \dot{m}(h_1 - h_2) - \dot{m}_w h_w$

Entonces,

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{10\ \text{m}^3/\text{min}}{0.889\ \text{m}^3/\text{kg aire seco}} = 11.25\ \text{kg/min}$$

$$\dot{m}_w = (11.25\ \text{kg/min})(0.0216 - 0.0100) = \mathbf{0.131\ kg/min}$$

$$\dot{Q}_{\text{sal}} = (11.25\ \text{kg/min})[(85.4 - 39.3)\ \text{kJ/kg}] - (0.131\ \text{kg/min})(58.8\ \text{kJ/kg})$$
$$= \mathbf{511\ kJ/min}$$

Por lo tanto, esta unidad de aire acondicionado elimina la humedad y el calor del aire a tasas de 0.131 kg/min y 511 kJ/min, respectivamente.

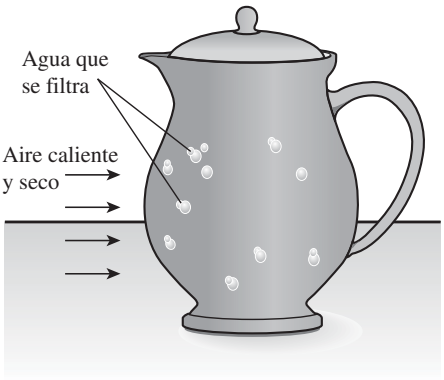


Figura 14-25

El agua en una jarra porosa dejada en un área abierta y ventilada se enfría como resultado del enfriamiento evaporativo.

Enfriamiento evaporativo

Los sistemas de enfriamiento convencionales operan en un ciclo de refrigeración y pueden utilizarse en cualquier lugar del mundo, pero su costo inicial y de operación es muy alto. En los climas desérticos (calientes y secos) se puede evitar el alto costo del enfriamiento mediante *enfriadores evaporativos*, también conocidos como *enfriadores por rociado* o *baño de agua.*

El enfriamiento evaporativo se basa en un sencillo principio: cuando se evapora el agua, el calor latente de vaporización se absorbe del cuerpo del agua y del aire de los alrededores. Como resultado, tanto el agua como el aire se enfrían durante el proceso. Este fenómeno se ha empleado por cientos de años para enfriar agua. Una jarra o cántaro poroso lleno con agua se deja en un área abierta con sombra. Una pequeña cantidad de agua sale a través de los agujeros porosos y el cántaro "suda". En un ambiente seco, esta agua se evapora y enfría el resto del agua en el cántaro (Fig. 14-25).

Quizás usted ha notado que en un día caliente y seco el aire se siente un poco más frío cuando el patio se riega. Esto es porque el agua absorbe el calor del aire cuando se evapora. Un enfriador evaporativo trabaja con el mismo principio. El proceso de enfriamiento evaporativo se muestra de manera esquemática en la carta psicrométrica de la figura 14-26. En el estado 1 entra al enfriador evaporativo aire caliente y seco, donde se rocía con agua líquida. Parte del agua se evapora durante este proceso al absorber calor del flujo de aire. Como resultado, la temperatura del flujo de aire disminuye y su humedad aumenta (estado 2). En el caso límite, el aire saldrá del enfriador saturado en el estado 2′. Ésta es la temperatura más baja que puede alcanzarse por medio de este proceso.

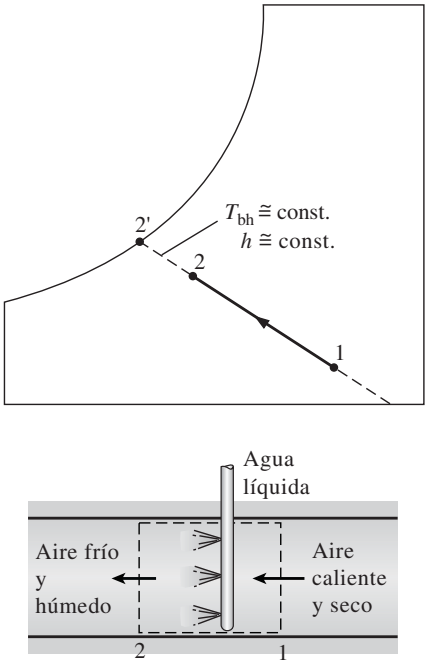


Figura 14-26

Enfriamiento evaporativo.

El proceso de enfriamiento evaporativo esencialmente es idéntico al proceso de saturación adiabática, puesto que la transferencia de calor entre el flujo de aire y los alrededores suele ser insignificante. Por ende, el proceso de enfriamiento sigue una línea de temperatura de bulbo húmedo constante en la carta psicrométrica. (Observe que éste no será el mismo caso si el agua líquida se suministra a una temperatura diferente de la temperatura de salida del flujo de aire.) Puesto que las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante coinciden con las líneas de entalpía constante, puede suponerse que la entalpía del flujo de aire permanece constante. Es decir,

$$T_{\text{bh}} \cong \text{constante} \qquad \textbf{(14-19)}$$

y

$$h \cong \text{constante} \qquad \textbf{(14-20)}$$

durante un proceso de enfriamiento evaporativo, que es una aproximación razonable y de uso común en los cálculos de acondicionamiento de aire.

EJEMPLO 14-7 Enfriamiento evaporativo con un turbante

Los habitantes del desierto suelen envolverse la cabeza con turbante empapado en agua (Fig. 14-27). En un desierto en donde la presión atmosférica es de 1 atm, la temperatura es de 120 °F y la humedad relativa es de 10 por ciento, ¿cuál es la temperatura de esta tela?

Solución Los habitantes del desierto suelen envolverse la cabeza con un turbante de tela porosa empapada en agua. Se debe determinar la temperatura de esta tela en un desierto con una temperatura y una humedad relativa determinadas.

Suposición El aire sale saturado de la tela.

Análisis Como la tela se comporta como la mecha de un termómetro de bulbo húmedo, la temperatura de la tela será la temperatura de bulbo húmedo. Si suponemos que el agua líquida se suministra a una temperatura no muy diferente de la temperatura de salida de la corriente de aire, el proceso de enfriamiento evaporativo sigue una línea de temperatura de bulbo húmedo constante en la carta psicrométrica. Es decir,

$$T_{\text{bh}} \approx \text{constante}$$

La temperatura de bulbo húmedo a 1 atm, 120 °F y 10 por ciento de humedad relativa se determina en la carta psicrométrica como

$$T_2 = T_{\text{bh}} = \mathbf{73.7\ °F}$$

Comentario Observe que, para aire saturado, las temperaturas de bulbo húmedo y seco son idénticas. Por lo tanto, la temperatura mínima a la cual se puede enfriar el aire es la temperatura de bulbo húmedo. También observe que la temperatura del aire desciende en este caso tanto como 46 °F por enfriamiento evaporativo.

Figura 14-27
Turbante del que se habla en el ejemplo 14-7.

© *Glowimages/Getty Images RF*

Mezclado adiabático de flujos de aire

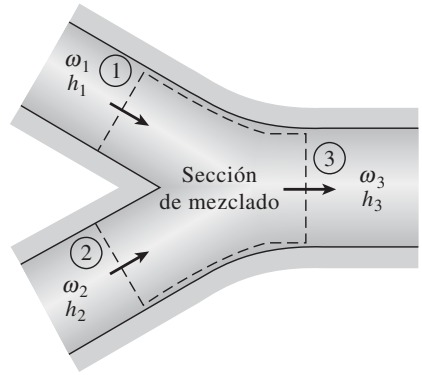
En muchas aplicaciones del acondicionamiento de aire es necesario el mezclado de dos flujos de aire. Esto es particularmente cierto en los grandes edificios, la mayor parte de las plantas de producción y procesamiento y los hospitales, donde es preciso que el aire acondicionado se mezcle con una fracción del aire fresco exterior antes de enviarse a los espacios habitados. La mezcla se consigue combinando simplemente los dos flujos de aire, como se indica en la figura 14-28.

El intercambio de calor con los alrededores suele ser pequeño y, por lo tanto, puede suponerse que el proceso de mezclado es adiabático. En general, los procesos de mezclado no implican interacciones de trabajo, y los cambios en las energías cinética y potencial, si los hay, son despreciables. En ese caso, los balances de masa y de energía para el mezclado adiabático de dos flujos de aire se reducen a

Masa de aire seco:
$$\dot{m}_{a_1} + \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_{a_3} \quad \textbf{(14-21)}$$

Masa de vapor de agua:
$$\omega_1 \dot{m}_{a_1} + \omega_2 \dot{m}_{a_2} = \omega_3 \dot{m}_{a_3} \quad \textbf{(14-22)}$$

Energía:
$$\dot{m}_{a_1} h_1 + \dot{m}_{a_2} h_2 = \dot{m}_{a_3} h_3 \quad \textbf{(14-23)}$$



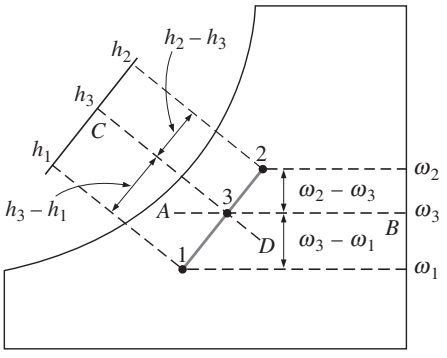


Figura 14-28
Cuando dos flujos de aire en los estados 1 y 2 se mezclan adiabáticamente, el estado de la mezcla se ubica sobre la línea recta que conecta los dos estados.

Si se elimina $\dot{m}_{a_3}$ de las relaciones anteriores, se obtiene

$$\frac{\dot{m}_{a_1}}{\dot{m}_{a_2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} \tag{14-24}$$

Esta ecuación tiene una interpretación geométrica instructiva sobre la carta psicrométrica. Muestra que la relación entre $\omega_2 - \omega_3$ y $\omega_3 - \omega_1$ es igual a la de $\dot{m}_{a_1}$ a $\dot{m}_{a_2}$. Los estados que satisfacen estas condiciones se indican mediante la línea discontinua *AB*. La relación entre $h_2 - h_3$ y $h_3 - h_1$ es también igual a la relación entre $\dot{m}_{a_1}$ y $\dot{m}_{a_2}$, y los estados que satisfacen esta condición se indican por medio de la línea discontinua *CD*. El único estado que satisface ambas condiciones es el punto de intersección de estas dos líneas discontinuas, localizado en la línea recta que conecta los estados 1 y 2. Así, se concluye que *cuando dos flujos de aire en dos estados diferentes (estados 1 y 2) se mezclan adiabáticamente, el estado de la mezcla (estado 3) quedará sobre la línea recta que conecta los estados 1 y 2 en la carta psicrométrica, y que la relación entre las distancias 2-3 y 3-1 es igual a la relación de flujos másicos* $\dot{m}_{a_1}$ y $\dot{m}_{a_2}$.

La naturaleza cóncava de la curva de saturación y la conclusión anterior conducen a una interesante posibilidad. Cuando los estados 1 y 2 se localizan cerca de la curva de saturación, la línea recta que conecta los dos estados cruzará la línea de saturación y tal vez el estado 3 se encuentre a la izquierda de dicha curva. En este caso, una parte de agua se condensará inevitablemente durante el proceso de mezclado.

EJEMPLO 14-8 Mezclado de aire acondicionado con aire exterior

El aire saturado que sale de la sección de enfriamiento de un sistema de acondicionamiento de aire a 14 °C y a una razón de 50 m^3/min, se mezcla adiabáticamente con el aire exterior a 32 °C y 60 por ciento de humedad relativa que fluye a una razón de 20 m^3/min. Suponga que el proceso de mezclado se efectúa a una presión de 1 atm; con ello determine la humedad específica, la humedad relativa, la temperatura de bulbo seco y el flujo volumétrico de la mezcla.

Solución Se mezcla aire acondicionado con aire del exterior a tasas especificadas. Se desea determinar las humedades específica y relativa, la temperatura de bulbo seco y el flujo volumétrico de la mezcla.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** El aire seco y el vapor de agua son gases ideales. **3** Los cambios en las energías potencial y cinética son insignificantes. **4** La sección de mezclado es adiabática.

Propiedades Las propiedades de entrada de cada flujo están determinadas a partir de la carta psicrométrica como

$$h_1 = 39.4 \text{ kJ/kg aire seco}$$
$$\omega_1 = 0.010 \text{ kg } H_2O\text{/kg aire seco}$$
$$v_1 = 0.826 \text{ m}^3\text{/kg aire seco}$$

y

$$h_2 = 79.0 \text{ kJ/kg aire seco}$$
$$\omega_2 = 0.0182 \text{ kg } H_2O\text{/kg aire seco}$$
$$v_2 = 0.889 \text{ m}^3\text{/kg aire seco}$$

Análisis Se considera como sistema la *sección de mezclado* de los flujos. El diagrama esquemático del sistema y la carta psicrométrica del proceso se muestran en la figura 14-29. Advierta que esto constituye un proceso de mezclado de flujo estacionario.

Los flujos másicos del aire seco en cada flujo son

$$\dot{m}_{a_1} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{50 \text{ m}^3/\text{min}}{0.826 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}} = 60.5 \text{ kg/min}$$

$$\dot{m}_{a_2} = \frac{\dot{V}_2}{v_2} = \frac{20 \text{ m}^3/\text{min}}{0.889 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}} = 22.5 \text{ kg/min}$$

Del balance de masa de aire seco se tiene

$$\dot{m}_{a_3} = \dot{m}_{a_1} + \dot{m}_{a_2} = (60.5 + 22.5) \text{ kg/min} = 83 \text{ kg/min}$$

La humedad específica y la entalpía de la mezcla se determinan a partir de la ecuación 14-24,

$$\frac{\dot{m}_{a_1}}{\dot{m}_{a_2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$$

$$\frac{60.5}{22.5} = \frac{0.0182 - \omega_3}{\omega_3 - 0.010} = \frac{79.0 - h_3}{h_3 - 39.4}$$

lo que produce

$$\omega_3 = \mathbf{0.0122 \text{ kg } H_2O/\text{kg aire seco}}$$

$$h_3 = 50.1 \text{ kJ/kg aire seco}$$

Estas dos propiedades fijan el estado de la mezcla. Otras propiedades de la mezcla se obtienen de la carta psicrométrica:

$$T_3 = \mathbf{19.0 \text{ °C}}$$

$$\phi_3 = \mathbf{89\%}$$

$$v_3 = 0.844 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}$$

Por último, el flujo volumétrico de la mezcla se determina de

$$\dot{V}_3 = \dot{m}_{a_3} v_3 = (83 \text{ kg/min})(0.844 \text{ m}^3/\text{kg}) = \mathbf{70.1 \text{ m}^3/\text{min}}$$

Comentario Advierta que el flujo volumétrico de la mezcla es aproximadamente igual a la suma de los flujos volumétricos de los dos flujos entrantes. Esto es común en las aplicaciones de acondicionamiento de aire.

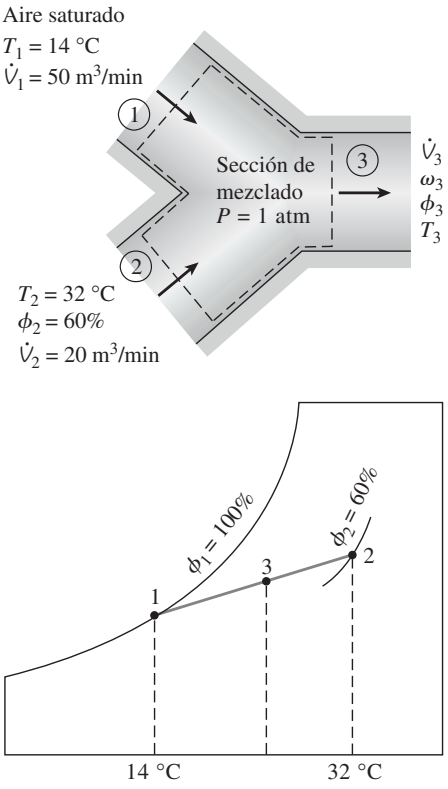


Figura 14-29
Esquema y carta psicrométrica para el ejemplo 14-8.

Torres de enfriamiento húmedo

Las centrales eléctricas, los grandes sistemas de acondicionamiento de aire y algunas industrias generan grandes cantidades de calor de desecho que con frecuencia se arroja hacia el agua de enfriamiento que se toma y se regresa de lagos o ríos cercanos. Sin embargo, en algunos casos el suministro de agua es limitado o la contaminación térmica alcanza niveles preocupantes. En tales casos, el calor de desecho debe rechazarse hacia la atmósfera, con el agua de enfriamiento recirculando y sirviendo como medio de transporte para la transferencia de calor entre la fuente y el sumidero (la atmósfera). Una manera de lograr esto es por medio del uso de torres de enfriamiento húmedo.

Una **torre de enfriamiento húmedo** es básicamente un enfriador evaporativo semicerrado. En la figura 14-30 se muestra de manera esquemática una torre de enfriamiento húmedo a contraflujo de tiro inducido. El aire entra a

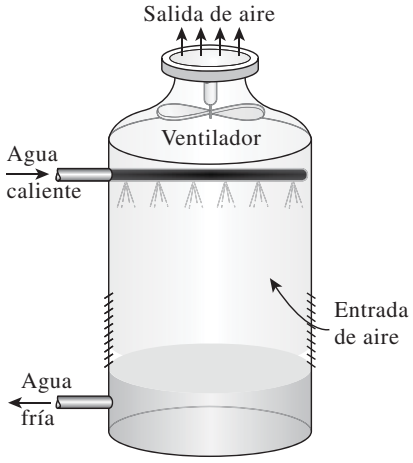


Figura 14-30
Una torre de enfriamiento a contraflujo de tiro inducido.

la torre por el fondo y sale por la parte superior. El agua caliente del condensador se bombea hacia la parte superior de la torre y se rocía en este flujo de aire. El propósito del rociado es exponer una gran área superficial de agua al aire. Cuando las gotas de agua caen bajo la influencia de la gravedad, una pequeña fracción del agua (por lo común un pequeño porcentaje) se evapora y enfría el agua restante. La temperatura y el contenido de humedad del aire aumentan durante este proceso. El agua enfriada se acumula en el fondo de la torre y se bombea de nuevo al condensador para absorber calor de desecho adicional. El agua de reposición debe añadirse al ciclo para sustituir el agua perdida por la evaporación y por el arrastre de agua. Para reducir la cantidad de agua transportada por el aire, se instalan mamparas deflectoras en las torres de enfriamiento húmedo encima de la sección de rociado.

La circulación del aire en la torre de enfriamiento recién descrita la proporciona un ventilador y, por lo tanto, ésta se clasifica como una torre de enfriamiento de tiro forzado. Otro tipo muy empleado de torre de enfriamiento es la **torre de enfriamiento de tiro natural**, que se asemeja a una gran chimenea y trabaja como una chimenea ordinaria. El aire en la torre tiene un alto contenido de vapor de agua, por lo que es más ligero que el aire exterior. En consecuencia, el aire ligero en la torre asciende y el aire exterior más pesado llena el espacio desocupado; de esta forma, se crea un flujo de aire del fondo de la torre hacia la parte superior. La tasa de flujo de aire es controlada por las condiciones del aire atmosférico. Las torres de enfriamiento de tiro natural no necesitan ninguna fuente de potencia externa para inducir el aire, pero su construcción resulta un poco más costosa que la de las torres de enfriamiento de tiro forzado. El perfil de las torres de enfriamiento de tiro natural es hiperbólico, como se muestra en la figura 14-31, y algunas tienen más de 100 m de altura. El objetivo del perfil hiperbólico es tener una mayor resistencia estructural y no obedece a ninguna razón termodinámica.

Figura 14-31
Dos torres de enfriamiento de tiro natural al lado de la carretera.

Fotografía de Yunus Çengel

La idea de una torre de enfriamiento se inició con el **estanque de rociado**, donde el agua caliente es rociada en el aire y se enfría por medio de éste cuando cae en el estanque, como se observa en la figura 14-32. Algunos estanques de rociado aún se utilizan en la actualidad. No obstante, requieren de 25 a 50 veces el área de una torre de enfriamiento, implican pérdidas considerables de agua debido al arrastre de aire, y carecen de protección contra el polvo y la polución.

Figura 14-32
Un estanque de rociado.

Fotografía de Yunus Çengel

También se podría descargar el calor de desecho en un **estanque de enfriamiento**, que es básicamente un gran lago abierto a la atmósfera. Aunque la transferencia de calor de la superficie del estanque a la atmósfera es muy lenta, y en este caso se necesitaría de casi 20 veces el área del estanque de rociado para producir el mismo enfriamiento.

EJEMPLO 14-9 **Enfriamiento en una central eléctrica mediante una torre de enfriamiento**

Del condensador de una central eléctrica sale agua de enfriamiento y entra a una torre de enfriamiento húmedo a 35 °C, con un flujo másico de 100 kg/s. El agua se enfría hasta 22 °C en la torre de enfriamiento con aire que entra a la torre a 1 atm, 20 °C, con 60 por ciento de humedad relativa, y sale saturado a 30 °C. Ignore la entrada de potencia al ventilador y determine *a*) el flujo volumétrico del aire en la torre de enfriamiento y *b*) el flujo másico del agua de reposición requerido.

Solución Se enfría agua de enfriamiento de una central eléctrica en una torre de enfriamiento húmedo. Se busca determinar el flujo volumétrico del aire y el másico del agua de reposición.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación y, por lo tanto, el flujo másico del aire seco permanece constante durante todo el proceso. **2** El aire seco y el vapor de agua son gases ideales. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes. **4** La torre de enfriamiento es adiabática.

Propiedades La entalpía del agua líquida saturada es de 92.28 kJ/kg a 22 °C y 146.64 kJ/kg a 35 °C (tabla A-4). De la carta psicrométrica se tiene:

$h_1 = 42.2$ kJ/kg aire seco $\qquad h_2 = 100.0$ kJ/kg aire seco

$\omega_1 = 0.0087$ kg H_2O/kg aire seco $\qquad \omega_2 = 0.0273$ kg H_2O/kg aire seco

$v_1 = 0.842$ m^3/kg aire seco

Análisis Considere la *torre de enfriamiento* como el sistema, representado de manera esquemática en la figura 14-33. Advierta que el flujo másico del agua líquida disminuye en una cantidad igual a la cantidad de agua que se evapora en la torre durante el proceso de enfriamiento. El agua que se pierde por evaporación debe restituirse después en el ciclo para mantener la operación estacionaria.

a) Al aplicar los balances de energía y de masa a la torre de enfriamiento se obtiene

Balance de masa de aire seco: $$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$$

Balance de masa de agua: $$\dot{m}_3 + \dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{a_2}\omega_2$$

o $$\dot{m}_3 - \dot{m}_4 = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) = \dot{m}_{\text{reemplazo}}$$

Balance de energía: $$\sum_{\text{ent}} \dot{m}h = \sum_{\text{sal}} \dot{m}h \rightarrow \dot{m}_{a_1}h_1 + \dot{m}_3h_3 = \dot{m}_{a_2}h_2 + \dot{m}_4h_4$$

o

$$\dot{m}_3h_3 = \dot{m}_a(h_2 - h_1) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_{\text{reemplazo}})h_4$$

Al despejar $\dot{m}_a$ resulta

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_3(h_3 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (\omega_2 - \omega_1)h_4}$$

Al sustituir,

$$\dot{m}_a = \frac{(100 \text{ kg/s})[(146.64 - 92.28) \text{ kJ/kg}]}{[(100.0 - 42.2) \text{ kJ/kg}] - [(0.0273 - 0.0087)(92.28) \text{ kJ/kg}]} = 96.9 \text{ kg/s}$$

Entonces, el flujo volumétrico de aire en la torre de enfriamiento es

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_a v_1 = (96.9 \text{ kg/s})(0.842 \text{ m}^3/\text{kg}) = \mathbf{81.6 \text{ m}^3/\text{s}}$$

b) El flujo másico del agua de reposición se determina de

$$\dot{m}_{\text{reemplazo}} = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) = (96.9 \text{ kg/s})(0.0273 - 0.0087) = \mathbf{1.80 \text{ kg/s}}$$

Comentario Por consiguiente, más de 98 por ciento del agua de enfriamiento se recupera y recircula en este caso.

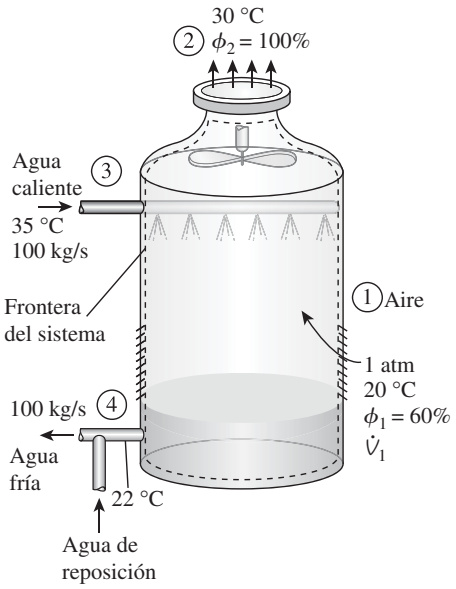


Figura 14-33
Esquema para el ejemplo 14-9.

RESUMEN

En este capítulo se estudió la mezcla de aire-vapor de agua, que es la mezcla de gas-vapor más común en la práctica. Normalmente el aire en la atmósfera contiene un poco de vapor de agua, y se denomina *aire atmosférico*. En contraste, el aire que no contiene vapor de agua se llama *aire seco*. Dentro de los límites de la temperatura en la cual trabajan los sistemas de acondicionamiento de aire, tanto el aire seco como el vapor de agua pueden tratarse como gases ideales. El cambio de entalpía del aire seco durante un proceso se encuentra a partir de

$$\Delta h_{\text{aire seco}} = c_p \, \Delta T = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot °\text{C}) \, \Delta T$$

El aire atmosférico puede tratarse como una mezcla de gases ideales cuya presión es la suma de la presión parcial del aire seco P_a y la del vapor de agua P_v:

$$P = P_a + P_v$$

La entalpía del vapor de agua en el aire puede tomarse como equivalente a la entalpía del vapor saturado a la misma temperatura:

$$h_v(T, \text{bajo } P) \cong h_g(T) \cong 2\,500.9 + 1.82T \quad (\text{kJ/kg}) \quad T \text{ en } °\text{C}$$
$$\cong 1\,060.9 + 0.435T \quad (\text{Btu/lbm}) \quad T \text{ en } °\text{F}$$

en el intervalo de temperatura de −10 a 50 °C (15 a 120 °F).

La masa de vapor de agua presente por unidad de masa de aire seco se llama *humedad específica* o *humedad absoluta* ω:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{0.622P_v}{P - P_v} \qquad (\text{kg } H_2O/\text{kg aire seco})$$

donde P es la presión total del aire y P_v es la presión del vapor. Hay un límite en la cantidad de vapor de agua que el aire puede contener a una temperatura dada. El aire que contiene la mayor humedad posible se denomina *aire saturado*. La relación entre la cantidad de humedad que el aire contiene (m_v) y la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura (m_g) se denomina *humedad relativa* ϕ,

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g}$$

donde $P_g = P_{\text{sat a } T}$. Las humedades relativa y específica pueden expresarse también como

$$\phi = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega)P_g} \quad \text{y} \quad \omega = \frac{0.622\phi P_g}{P - \phi P_g}$$

La humedad relativa varía de 0 para aire seco hasta 1 para aire saturado.

La entalpía del aire atmosférico se expresa *por unidad de masa de aire seco*, en vez de hacerlo por unidad de masa de la mezcla aire-vapor de agua, como

$$h = h_a + \omega h_g \qquad (\text{kJ/kg aire seco})$$

A la temperatura normal del aire atmosférico se le conoce como *temperatura de bulbo seco* para diferenciarla de otras formas de temperatura. La temperatura a la cual la condensación de agua empieza si el aire seco se enfría a presión constante se llama *temperatura de punto de rocío* T_{pr}:

$$T_{\text{pr}} = T_{\text{sat a } P_v}$$

La humedad relativa y la humedad específica del aire pueden determinarse al medir la *temperatura de saturación adiabática* del aire, que es la temperatura que el aire alcanza después de fluir sobre agua en un canal largo hasta que se satura:

$$\omega_1 = \frac{c_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg_2}}{h_{g_1} - h_{f_2}}$$

donde

$$\omega_2 = \frac{0.622P_{g_2}}{P_2 - P_{g_2}}$$

y T_2 es la temperatura de saturación adiabática. Un enfoque más práctico dentro de los objetivos de acondicionamiento de aire es emplear un termómetro cuyo bulbo se cubre con una mecha de algodón saturada con agua y soplar aire sobre la mecha. La temperatura medida de esta manera se llama *temperatura de bulbo húmedo*, T_{bh}, y se emplea en lugar de la temperatura de saturación adiabática. Las propiedades del aire atmosférico a una presión total especificada se presentan en forma de gráficas de fácil lectura, llamadas *cartas psicrométricas*. Las líneas de entalpía constante y de temperatura de bulbo húmedo constante son casi paralelas en estas gráficas.

Las necesidades del cuerpo humano y las condiciones ambientales no son muy compatibles. En consecuencia, a menudo se vuelve necesario cambiar las condiciones de los espacios ambientados con el fin de hacerlos más agradables. Para mantener un espacio habitado o una instalación industrial a la temperatura y humedad deseadas, son necesarios algunos procesos de acondicionamiento del aire. Entre ellos se incluye el calentamiento simple (elevar la temperatura), el enfriamiento simple (reducir la temperatura), la humidificación (agregar humedad) y la deshumidificación (eliminar humedad). Algunas veces se necesitan dos o más de estos procesos para llevar el aire a la temperatura y humedad deseadas.

La mayor parte de los procesos de acondicionamiento de aire pueden moderarse como procesos de flujo estacionario y, en consecuencia, pueden analizarse mediante los balances de masa de flujo estacionario (tanto para el aire seco como para el agua) y balance de energía,

Masa de aire seco: $$\sum_{\text{ent}} \dot{m}_a = \sum_{\text{sal}} \dot{m}_a$$

Masa de agua: $$\sum_{\text{ent}} \dot{m}_w = \sum_{\text{sal}} \dot{m}_{\text{w}} \quad \text{o} \quad \sum_{\text{ent}} \dot{m}_a\omega = \sum_{\text{sal}} \dot{m}_a\omega$$

Energía: $$\dot{Q}_{\text{ent}} + \dot{W}_{\text{ent}} + \sum_{\text{ent}} \dot{m}h = \dot{Q}_{\text{sal}} + \dot{W}_{\text{sal}} + \sum_{\text{sal}} \dot{m}h$$

Se supone que los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Durante un proceso de calentamiento y enfriamiento simple, la humedad específica permanece constante, aunque cambian la temperatura y la humedad relativa. Algunas veces el aire se humidifica después de calentarse, y algunos procesos de enfriamiento incluyen deshumidificación. En climas secos, es posible enfriar el aire por medio de enfriamiento evaporativo si se le hace pasar por una sección donde se rocía con agua. En localidades con un suministro de agua limitado pueden depositarse en la atmósfera grandes cantidades de calor de desecho con una pérdida mínima de agua mediante el uso de torres de enfriamiento.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. ASHRAE, *1981 Handbook of Fundamentals*, Atlanta, Georgia, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1981.
2. S. M. Elonka, "Cooling Towers", *Power*, marzo, 1963.
3. W. F. Stoecker y J. W. Jones, *Refrigeration and Air Conditioning*, 2a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1982.
4. L. D. Winiarski y B.A. Tichenor, "Model of Natural Draft Cooling Tower Performance", *Journal of the Sanitary Engineering Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers*, agosto, 1970.

PROBLEMAS*

Aire seco y atmosférico: humedad específica y relativa

14-1C ¿Cuál es la diferencia entre aire seco y aire atmosférico?

14-2C ¿Cuál es la diferencia entre la humedad específica y la humedad relativa?

14-3C ¿El vapor de agua en el aire se puede tratar como un gas ideal? Explique.

14-4C ¿La humedad relativa del aire saturado es necesariamente de 100 por ciento?

14-5C ¿Es posible obtener aire saturado a partir de aire insaturado sin agregar humedad? Explique.

14-6C Se pasa aire húmedo por una sección de enfriamiento donde se enfría y se deshumidifica. ¿Cómo cambian *a*) la humedad específica y *b*) la humedad relativa del aire durante este proceso?

14-7C ¿Cómo cambiarán *a*) la humedad específica y *b*) la humedad relativa del aire contenido en un cuarto bien sellado cuando se calienta?

14-8C ¿Cómo cambiarán *a*) la humedad específica y *b*) la humedad relativa del aire contenido en un cuarto bien sellado cuando se enfría?

14-9C Considere un recipiente que contiene aire húmedo a 3 atm y cuyas paredes son permeables al vapor de agua. El aire del entorno a la presión de 1 atm contiene también algo de humedad. ¿Es posible que el vapor de agua fluya desde el entorno hacia el interior del recipiente? Explique.

14-10C ¿Por qué las tuberías de agua fría siempre se cubren con chaquetas de barrera de vapor?

14-11 Un recipiente contiene 15 kg de aire seco y 0.17 kg de vapor de agua a 30 °C y 100 kPa de presión total. Determine *a*) la humedad específica, *b*) la humedad relativa y *c*) el volumen del recipiente.

14-12 Repita el problema 14-11 para una temperatura de 20 °C.

14-13 Un cuarto contiene aire a 20 °C y 98 kPa y una humedad relativa de 85 por ciento. Determine *a*) la presión parcial del aire seco, *b*) la humedad específica del aire y *c*) la entalpía por unidad de masa de aire seco.

14-14 Repita el problema 14-13 para una presión de 85 kPa.

14-15E Un cuarto contiene aire a 85 °F y 13.5 psia a una humedad relativa de 60 por ciento. Determine *a*) la presión parcial del aire seco, *b*) la humedad específica y *c*) la entalpía por unidad de aire seco. *Respuestas: a*) 13.1 psia, *b*) 0.0169 lbm H_2O/lbm aire seco, *c*) 39.0 Btu/lbm aire seco

14-16 Un tanque de 8 m^3 contiene aire saturado a 30 °C y 105 kPa. Determine *a*) la masa de aire seco, *b*) la humedad específica y *c*) la entalpía del aire por masa unitaria de aire seco.

14-17 Determine las masas de aire seco y vapor de agua contenidas en un cuarto de 90 m^3 a 93 kPa, 26 °C y 50 por ciento de humedad relativa. *Respuestas:* 95.8 kg, 1.10 kg

14-18 Aire húmedo a 100 kPa, 20 °C y 90 por ciento de humedad relativa se comprime en un compresor isentrópico de flujo estacionario a 800 kPa. ¿Cuál es la humedad relativa del aire a la salida del compresor?

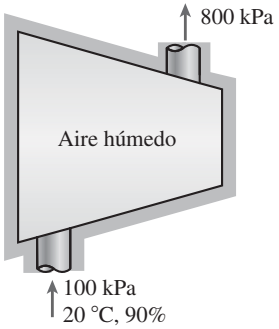


Figura P14-18

Punto de rocío y temperaturas de saturación adiabática y de bulbo húmedo

14-19C ¿Qué es la temperatura de bulbo húmedo?

14-20C Andy y Wendy usan anteojos. En un día frío de invierno, Andy llega del frío exterior y entra a la casa tibia mientras Wendy sale. ¿Cuál par de anteojos es más probable que se empañe? Explique.

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono ☯ son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

14-21C En verano, la superficie exterior de un vaso lleno de agua con hielo frecuentemente "suda". ¿Cómo puede explicar este "sudor"?

14-22C En algunos climas, quitar el hielo del parabrisas de un automóvil es una tarea común en las mañanas de invierno. Explique cómo se forma el hielo en el parabrisas durante algunas noches aun cuando no haya lluvia ni nieve.

14-23C ¿Cuándo son idénticas las temperaturas de bulbo seco y el punto de rocío?

14-24C ¿Cuándo son equivalentes las temperaturas de saturación adiabática y de bulbo húmedo para aire atmosférico?

14-25 Después de una larga caminata en los 12 °C en el exterior, una persona que usa anteojos entra a un cuarto a 25 °C y humedad relativa de 55 por ciento. Determine si los anteojos se empañarán.

14-26 Repita el problema 14-25 para una humedad relativa de 30 por ciento.

14-27E Una mujer tiene sed y abre el refrigerador para sacar una bebida enlatada fría a 40 °F. ¿Piensa usted que la lata "sudará" mientras ella disfruta la bebida en un cuarto a 70 °F y humedad relativa de 38 por ciento?

14-28 Las temperaturas de bulbo seco y húmedo del aire atmosférico a 95 kPa son 25 y 17 °C, respectivamente. Determine *a*) la humedad específica, *b*) la humedad relativa y *c*) la entalpía del aire, en kJ/kg aire seco.

14-29 El aire en un cuarto tiene una temperatura de bulbo seco de 26 °C y una temperatura de bulbo húmedo de 21 °C. Suponiendo una presión de 100 kPa, determine *a*) la humedad específica, *b*) la humedad relativa y *c*) la temperatura de punto de rocío. *Respuestas: a*) 0.0138 kg H_2O/kg aire seco, *b*) 64.4 por ciento, *c*) 18.8 °C

14-30 Reconsidere el problema 14-29. Determine las propiedades necesarias usando el software EES (u otro). ¿Cuáles serían los valores de las propiedades a una presión de 300 kPa?

14-31E El aire en un cuarto tiene una temperatura de bulbo seco de 75 °F y una temperatura de bulbo húmedo de 65 °F. Suponiendo una presión de 14.3 psia, determine *a*) la humedad específica, *b*) la humedad relativa y *c*) la temperatura de punto de rocío. *Respuestas: a*) 0.0113 lbm H_2O/lbm aire seco, *b*) 59.2 por ciento, *c*) 59.8 °F

14-32 El aire atmosférico a 35 °C fluye estacionariamente hacia dentro de un dispositivo de saturación adiabática y sale como mezcla saturada a 25 °C. Se suministra agua de reposición al dispositivo a 25 °C. La presión atmosférica es de 98 kPa. Determine la humedad relativa y la humedad específica del aire.

Carta psicrométrica

14-33C ¿Cómo se comparan las líneas de entalpía constante y de temperatura de bulbo húmedo constante en la carta psicrométrica?

14-34C ¿En qué estado en la carta psicrométrica son idénticas las temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo y punto de rocío?

14-35C ¿Cómo se determina en la carta psicrométrica la temperatura de punto de rocío en un estado especificado?

14-36C ¿Los valores de entalpía determinados en una carta psicrométrica al nivel del mar se pueden usar a mayores altitudes?

14-37E Un recinto contiene aire a 1 atm, 82 °F y 70 por ciento de humedad relativa. Utilizando la carta psicrométrica, determine *a*) la humedad específica, *b*) la entalpía (en Btu/lbm de aire seco), *c*) la temperatura de bulbo húmedo, *d*) la temperatura de punto de rocío y *e*) el volumen específico de aire (en pies^3/lbm de aire seco).

14-38E Reconsidere el problema 14-37E. Determine las propiedades necesarias usando el software EES (u otro) en vez de la carta psicrométrica. ¿Cuáles serían los valores de las propiedades en un sitio a 5 000 m de altitud?

14-39 El aire de un cuarto tiene una presión de 1 atm, una temperatura de bulbo seco de 24 °C y una temperatura de bulbo húmedo de 17 °C. Usando la carta psicrométrica, determine *a*) la humedad específica, *b*) la entalpía, en kJ/kg aire seco, *c*) la humedad relativa, *d*) la temperatura de punto de rocío y *e*) el volumen específico del aire, en m^3/kg aire seco.

14-40 Reconsidere el problema 14-39. Determine las propiedades necesarias usando el software EES (u otro) en vez de la carta psicrométrica. ¿Cuáles serían los valores de las propiedades en un sitio a 3 000 m de altitud?

14-41 Aire atmosférico a una presión de 1 atm y temperatura de bulbo seco de 28 °C tiene una temperatura de bulbo húmedo de 20 °C. Usando la carta psicrométrica, determine *a*) la humedad relativa, *b*) la relación de humedad, *c*) la entalpía, *d*) la temperatura de punto de rocío y *e*) la presión de vapor del agua.

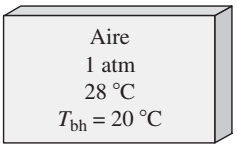


Figura P14-41

14-42 Determine la temperatura de saturación adiabática del aire húmedo del problema 14-41. *Respuesta:* 20 °C

14-43E Aire atmosférico a una presión de 1 atm y temperatura de bulbo seco de 90 °F tiene una temperatura de punto de rocío de 75 °F. Usando la carta psicrométrica, determine *a*) la humedad relativa, *b*) la relación de humedad, *c*) la entalpía, *d*) la temperatura de bulbo húmedo y *e*) la presión de vapor del agua.

14-44E Determine la temperatura de saturación adiabática del aire húmedo del problema 14-43E.

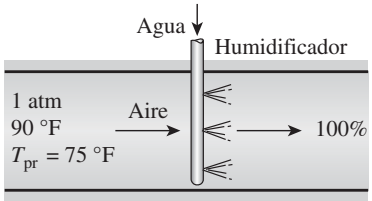


Figura P14-44E

Comodidad de las personas y acondicionamiento de aire

14-45C ¿Qué hace un sistema moderno de acondicionamiento de aire, además de calentar o enfriar el aire?

14-46C ¿Cómo responde el cuerpo humano a *a*) el clima caliente, *b*) el clima frío y *c*) el clima caliente y húmedo?

14-47C ¿Qué es el efecto de radiación? ¿Cómo afecta la comodidad de las personas?

14-48C ¿Cómo afecta la comodidad el movimiento del aire cerca del cuerpo humano?

14-49C Considere un partido de tenis en clima frío, donde tanto los jugadores como los espectadores usan el mismo tipo de ropa. ¿Qué grupo de personas sentirá más frío? ¿Por qué?

14-50C ¿Por qué piensa usted que los bebés son más susceptibles al frío?

14-51C ¿Cómo afecta la humedad a la comodidad?

14-52C ¿Qué son la humidificación y la deshumidificación?

14-53C ¿Qué es el metabolismo? ¿Cuál es el rango de la tasa metabólica para un hombre promedio? ¿Por qué interesa la tasa metabólica de los ocupantes de un edificio con relación a la calefacción y al acondicionamiento de aire?

14-54C ¿Qué es el calor sensible? ¿Cómo se afecta la pérdida de calor sensible del cuerpo humano por *a*) la temperatura de la piel, *b*) la temperatura ambiente y *c*) el movimiento del aire?

14-55C ¿Qué es el calor latente? ¿Cómo se afecta la pérdida de calor latente del cuerpo humano por *a*) lo mojado de la piel, *b*) la humedad relativa del ambiente? ¿Cómo se relaciona la tasa de evaporación desde el cuerpo con la tasa de pérdida de calor latente?

14-56 Una tienda departamental espera tener 225 clientes y 20 empleados en las horas pico durante el verano. Determine la contribución de las personas a la carga total del sistema de enfriamiento de la tienda.

14-57E En una sala de cine en el verano hay 500 espectadores, cada uno de los cuales genera calor sensible a razón de 70 W. Las pérdidas de calor a través de las paredes, las ventanas y el techo se estiman en 130 000 Btu/h. Determine si se necesita calentar o enfriar la sala.

14-58 Para una tasa de infiltración de 1.2 cambios de aire por hora (*changes per hour*, CAH, por sus siglas en inglés), determine la carga de calor sensible, latente y de infiltración total de un edificio al nivel del mar, en kW, que mide 20 m de longitud, 13 m de anchura y 3 m de altura cuando el aire exterior está a 32 °C y 35 por ciento de humedad relativa. El edificio se mantiene a 24 °C y 55 por ciento de humedad relativa todo el tiempo.

14-59 Repita el problema 14-58 para una tasa de infiltración de 1.8 de cambios de aire por hora.

14-60 Una persona promedio produce 0.25 kg de humedad al bañarse en la ducha y 0.05 kg al bañarse en tina. Considere una familia de cuatro, cada uno de los cuales se da una ducha una vez al día en un cuarto de baño que no está ventilado. Tomando el calor de vaporización del agua como 2 450 kJ/kg, determine la contribución de las duchas a la carga de calor latente del acondicionador de aire por día en el verano.

14-61 Un pollo promedio (1.82 kg o 4.0 lbm) tiene una tasa metabólica basal de 5.47 W y una tasa metabólica promedio de 10.2 W (3.78 W sensible y 6.42 W latente) durante la actividad normal. Si hay 100 pollos en una sala de crianza, determine la tasa de generación total de calor y la tasa de producción de humedad en la sala. Tome el calor de vaporización del agua como 2 430 kJ/kg.

Calentamiento y enfriamiento simples

14-62C ¿Cómo cambian las humedades relativa y específica durante un proceso de calentamiento simple? Responda la misma pregunta para un proceso de enfriamiento simple.

14-63C ¿Por qué un proceso de calentamiento o enfriamiento simple aparece como una línea horizontal en la carta psicrométrica?

14-64 Ingresa aire a una sección de calentamiento a 95 kPa, 12 °C y 30 por ciento de humedad relativa a razón de 6 m^3/min, y sale de ella a 25 °C. Determine *a*) la razón de transferencia de calor en la sección de calentamiento y *b*) la humedad relativa del aire en la salida.
Respuestas: a) 91.1 kJ/min, *b*) 13.3 por ciento

14-65 Se enfría aire húmedo a 1 atm, a presión constante, de 35 °C y 45 por ciento de humedad relativa, a la temperatura de punto de rocío. Determine el enfriamiento, en kJ/kg aire seco, que se necesita para este proceso.
Respuesta: 14.2 kJ/kg de aire seco

14-66E Aire húmedo a 40 psia, 50 °F y 90 por ciento de humedad relativa se calienta en una tubería a presión constante a 120 °F. Calcule la humedad relativa a la salida del tubo y la cantidad de calor necesaria, en Btu/lbm de aire seco.

14-67 Entra aire a una sección de enfriamiento de 30 cm de diámetro a 1 atm, 35 °C y 45 por ciento de humedad relativa, a 18 m/s. Se quita calor del aire a razón de 750 kJ/min. Determine *a*) la temperatura de salida, *b*) la humedad relativa de salida del aire y *c*) la velocidad de salida.
Respuestas: a) 26.5 °C, *b*) 73.1 por ciento, *c*) 17.5 m/s

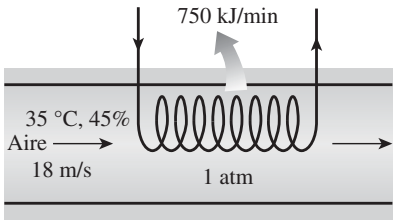


Figura P14-67

14-68 Repita el problema 14-67 para una tasa de remoción de calor de 950 kJ/min.

14-69E Una sección de calentamiento consiste en un ducto de 15 pulg de diámetro que alberga un calentador de resistencia eléctrica de 4 kW. El aire entra a la sección de calentamiento a 14.7 psia, 50 °F y 40 por ciento de humedad relativa a una velocidad de 25 pies/s. Determine *a*) la temperatura de

salida, *b*) la humedad relativa de salida del aire y *c*) la velocidad de salida.
Respuestas: a) 56.6 °F, *b*) 31.4 por ciento, *c*) 25.4 pies/s

Calentamiento y humidificación

14-70C ¿Por qué algunas veces se humidifica el aire calentado?

14-71 Aire a 1 atm, 15 °C y 60 por ciento de humedad relativa se calienta primero a 20 °C en una sección de calentamiento y luego se humidifica por introducción de vapor de agua. El aire sale de la sección de humidificación a 25 °C y 65 por ciento de humedad relativa. Determine *a*) la cantidad de vapor que se agrega al aire y *b*) la cantidad de calor que se transfiere al aire en la sección de calentamiento.
Respuestas: a) 0.0065 kg H_2O/kg aire seco, *b*) 5.1 kJ/kg aire seco

14-72E Aire a 14.7 psia, 35 °F y 50 por ciento de humedad relativa se calienta primero a 65 °F en una sección de calentamiento y luego se humidifica introduciendo vapor de agua. El aire sale de la sección de humidificación a 75 °F y 55 por ciento de humedad relativa. Determine *a*) la cantidad de vapor agregado al aire, en lbm H_2O/lbm aire seco y *b*) la cantidad de transferencia de calor al aire en la sección de calentamiento, en Btu/lbm aire seco.

14-73 Un sistema de acondicionamiento de aire opera a presión total de 1 atm y consiste en una sección de calentamiento y un humidificador que agrega vapor de agua saturado a 100 °C. El aire entra a la sección de calentamiento a 10 °C y 70 por ciento de humedad relativa, a razón de 35 m^3/min, y sale de la sección de humidificación a 20 °C y 60 por ciento de humedad relativa. Determine *a*) la temperatura y la humedad relativa del aire cuando sale de la sección de calentamiento, *b*) la tasa de transferencia de calor en la sección de calentamiento y *c*) el flujo de adición de agua al aire en la sección de humidificación.

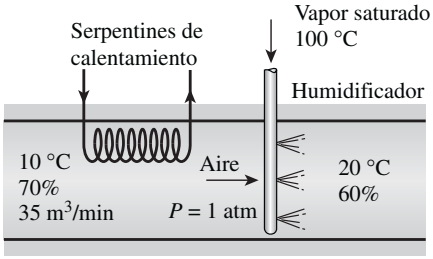


Figura P14-73

14-74 Repita el problema 14-73 para una presión total de 95 kPa de aire. *Respuestas: a*) 19.5 °C, 37.7 por ciento, *b*) 391 kJ/min, *c*) 0.147 kg/min

Enfriamiento con deshumidificación

14-75C ¿Por qué algunas veces el aire enfriado se recalienta en verano antes de descargarlo a un cuarto?

14-76 Entra aire por un acondicionador de aire de ventana a 1 atm, 32 °C y 70 por ciento de humedad relativa a razón de 2 m^3/min y sale de él en forma de aire saturado a 15 °C. Parte de la humedad en el aire que se condensa durante el proceso también se retira a 15 °C. Determine las razones de la remoción de calor y humedad del aire. *Respuestas:* 97.7 kJ/min, 0.023 kg/min

14-77E Se enfría aire atmosférico húmedo, que está a 1 atm, 90 °F y 90 por ciento de humedad relativa, a 50 °F, mientras la presión de la mezcla permanece constante. Calcule la cantidad de agua, en lbm/lbm de aire seco, que se quita del aire, y las necesidades de enfriamiento, en Btu/lbm de aire seco, cuando el agua líquida sale del sistema a 60 °F

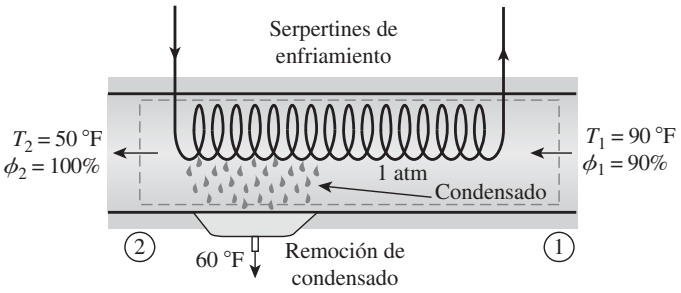


Figura P14-77E

14-78 Entra aire a una sección de enfriamiento de 40 cm de diámetro a 1 atm, 32 °C y 70 por ciento de humedad relativa a 120 m/min. El aire se enfría pasándolo sobre un serpentín de enfriamiento por el que fluye agua fría. El agua experimenta una elevación de temperatura de 6 °C. El aire sale de la sección de enfriamiento saturado a 20 °C. Determine *a*) la tasa de transferencia de calor, *b*) el flujo másico del agua y *c*) la velocidad de aire a la salida.

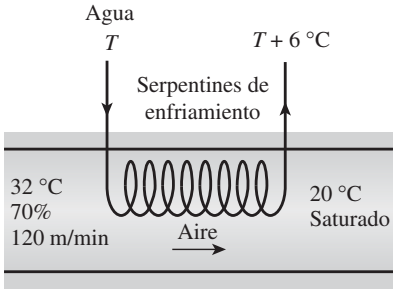


Figura P14-78

14-79 Reconsidere el problema 14-78. Usando software EES (u otro), desarrolle una solución general del problema en la que se puedan dar las variables de entrada y realizar estudios paramétricos. Para cada conjunto de variables de entrada para los cuales la presión es atmosférica, muestre el proceso en la carta psicrométrica.

14-80 Repita el problema 14-78 para una presión total de 95 kPa para el aire.
Respuestas: a) 466 kJ/min, *b*) 18.6 kg/min, *c*) 114 m/min

14-81E Entra aire por la sección de enfriamiento de 1 pie de diámetro a 14.7 psia, 90 °F y 60 por ciento de humedad relativa a 600 pies/min. El aire se enfría al pasar por un serpentín refrigerante a través del cual fluye agua fría. El agua experi-

menta un aumento de temperatura de 14 °F. El aire saturado sale de la sección de enfriamiento a 74 °F. Determine *a*) la razón de trasferencia de calor, *b*) la relación de flujo másico del agua y *c*) la velocidad de salida de la corriente de aire.

14-82 Reconsidere el problema 14-81E y con ayuda del software EES (u otro), estudie el efecto de la presión total del aire sobre el rango de 14.3 a 15.2 psia sobre los resultados requeridos. Grafique los resultados deseados en función de la presión total de aire.

14-83E Repita el problema 14-81E para una presión total de 14.4 psia del aire.

14-84 Entra aire de un espacio de trabajo a una unidad de acondicionamiento de aire a 30 °C de bulbo seco y 20 °C de bulbo húmedo. El aire sale del acondicionador de aire y regresa al espacio de trabajo a 20 °C de bulbo seco y 6.5 °C de temperatura de punto de rocío. Si hay condensado, éste sale del acondicionador de aire a la temperatura del aire que sale después de circundar los serpentines de enfriamiento. El flujo volumétrico del aire que regresa al espacio de trabajo es 800 m^3/min. La presión atmosférica es de 101 kPa. Determine la tasa de transferencia de calor del aire, en kW, y el flujo másico de agua condensada, si la hay, en kg/h.

14-85 Aire atmosférico del interior de un automóvil entra a la sección del evaporador del acondicionador de aire a 1 atm, 27 °C y 50 por ciento de humedad relativa. El aire regresa al automóvil a 10 °C y 90 por ciento de humedad relativa. El compartimiento de pasajeros tiene un volumen de 2 m^3 y se necesitan 5 cambios de aire por minuto para mantener el interior del automóvil en el nivel de comodidad que se desea. Trace el diagrama psicrométrico del aire atmosférico que fluye a través del proceso de acondicionamiento. Determine las temperaturas de punto de rocío y de bulbo húmedo a la entrada de la sección del evaporador, en °C. Determine la tasa necesaria de transferencia de calor del aire atmosférico al fluido del evaporador, en kW. Determine la tasa de condensación de vapor de agua en la sección del evaporador, en kg/min.

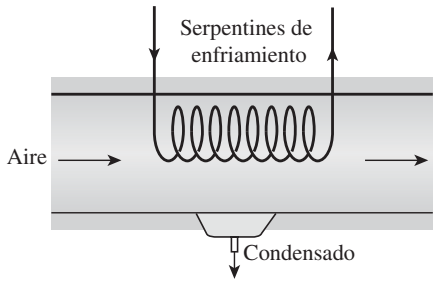


Figura P14-85

14-86 Aire atmosférico a 1 atm, 32 °C y 95 por ciento de humedad relativa se enfría a 24 °C y 60 por ciento de humedad relativa. Para suministrar el enfriamiento necesario, se usa un sistema ideal simple de refrigeración de compresión de vapor, usando refrigerante R-134a como fluido de trabajo. Este sistema opera su evaporador a 4 °C y su condensador a una temperatura de saturación de 39.4 °C. El condensador rechaza su calor al aire atmosférico. Calcule la destrucción de exergía, en kJ, en el sistema total, por cada 1 000 m^3 de aire seco procesado.

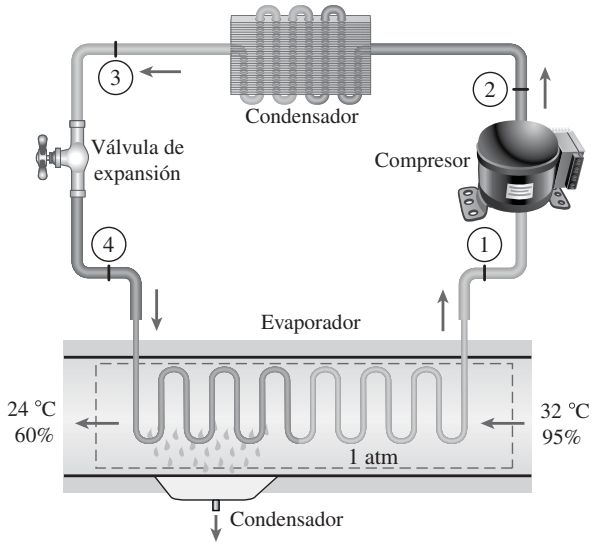


Figura P14-86

14-87 Se va a acondicionar aire húmedo en un proceso a presión constante a 1 atm, de una temperatura de bulbo seco de 39 °C y 50 por ciento de humedad relativa a una temperatura de bulbo seco de 17 °C y una temperatura de bulbo húmedo de 10.8 °C. El aire primero pasa por los serpentines refrigerantes para eliminar toda la humedad necesaria para lograr el contenido de humedad final y después se hace pasar por los serpentines de calentamiento para alcanzar el estado final.

a) Trace el diagrama psicrométrico del proceso.
b) Determine la temperatura de punto de rocío de la mezcla en la entrada de los serpentines de enfriamiento y a la entrada de los serpentines de calentamiento.
c) ¿Cuál es la transferencia de calor neta de todo el proceso para este proceso en kJ/kg de aire seco?

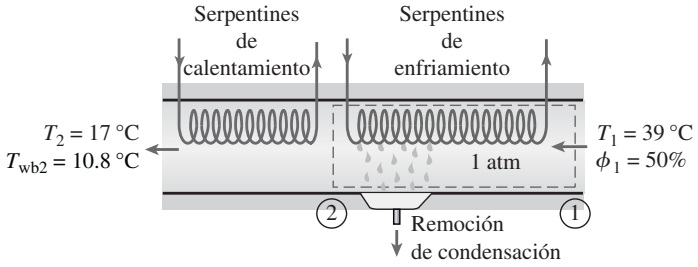


Figura P14-87

Enfriamiento evaporativo

14-88C ¿Qué es el enfriamiento evaporativo? ¿Funcionará en climas húmedos?

14-89C Durante la evaporación de un cuerpo de agua al aire, ¿bajo qué condiciones será el calor latente de vaporización igual a la transferencia de calor del aire?

14-90C ¿Un proceso de evaporación tiene que incluir transferencia de calor? Describa un proceso que incluya transferencia tanto de calor como de masa.

14-91 Entra aire por un enfriador evaporativo a 95 kPa, 40 °C y 25 por ciento de humedad relativa y sale saturado. Determine la temperatura de salida del aire. *Respuesta:* 23.1 °C

14-92E Entra aire por un enfriador evaporativo a 14.5 psia, 93 °F y 30 por ciento de humedad relativa y sale saturado. Determine la temperatura de salida del aire.

14-93 Entra aire a un enfriador evaporativo a 1 atm, 40 °C y 20 por ciento de humedad relativa, a razón de 7 m^3/min, y sale con una humedad relativa de 90 por ciento. Determine *a*) la temperatura de salida del aire y *b*) el flujo necesario de suministro de agua al enfriador evaporativo.

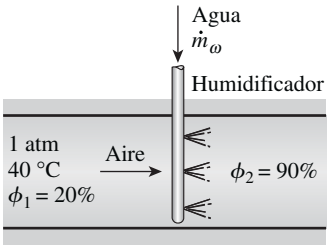


Figura P14-93

14-94 Entra aire a un enfriador evaporativo a 1 atm, 32 °C y 30 por ciento de humedad relativa, a razón de 5 m^3/min, y sale a 22 °C. Determine *a*) la humedad relativa final y *b*) la cantidad de agua agregada al aire.

14-95 Aire a 1 atm, 20 °C y 50 por ciento de humedad relativa se calienta primero a 35 °C en una sección de calentamiento, y luego se pasa por un enfriador evaporativo, donde su temperatura cae a 25 °C. Determine *a*) la humedad relativa de salida y *b*) la cantidad de agua agregada al aire, en kg H_2O/kg aire seco.

Mezclado adiabático de flujos de aire

14-96C Dos flujos de aire insaturado se mezclan adiabáticamente. Se observa que se condensa algo de humedad durante el proceso de mezclado. ¿Bajo qué condiciones será éste el caso?

14-97C Considere el mezclado adiabático de dos flujos de aire. ¿El estado de la mezcla en la carta psicrométrica tiene que ser en la línea recta que conecta los dos estados?

14-98E Durante un proceso de acondicionamiento de aire, 900 $pies^3$/min de aire acondicionado a 65 °F y 30 por ciento de humedad relativa se mezcla adiabáticamente con 300 $pies^3$/min de aire exterior a 80 °F y 90 por ciento de humedad relativa a una presión de 1 atm. Determine *a*) la temperatura, *b*) la humedad específica y *c*) la humedad relativa de la mezcla.
Respuestas: a) 68.7 °F, *b*) 0.0078 lbm H_2O/lbm de aire seco, *c*) 52.1 por ciento

14-99E Reconsidere el problema 14-98E y con ayuda del software EES (u otro), desarrolle una solución general del problema en el que pueden suministrarse variables de entrada y realizarse estudios paramétricos. Para cada conjunto de variables de entrada, para las cuales la presión es atmosférica, muestre el proceso en la carta psicrométrica.

14-100 Dos flujos de aire se mezclan estacionaria y adiabáticamente. El primer flujo entra a 35 °C y 30 por ciento de humedad relativa a razón de 20 m^3/min, mientras el segundo entra a 12 °C y 90 por ciento de humedad relativa, a razón de 25 m^3/min. Suponiendo que el proceso de mezclado ocurre a una presión de 1 atm, determine la humedad específica, la humedad relativa, la temperatura de bulbo seco y el flujo volumétrico de la mezcla. *Respuestas:* 0.0088 kg H_2O/kg aire seco, 59.7 por ciento, 20.2 °C y 40.0 m^3/min

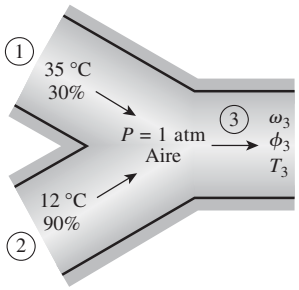


Figura P14-100

14-101 Repita el problema 14-100 para una presión total de la cámara de mezclado de 90 kPa.

14-102 Un flujo de aire tibio con una temperatura de bulbo seco de 36 °C y una temperatura de bulbo húmedo de 30 °C se mezcla adiabáticamente con un flujo de aire saturado frío a 12 °C. Las razones másicas de aire seco de los flujos de aire tibio y frío son 8 y 10 kg/s, respectivamente. Suponiendo una presión total de 1 atm, determine *a*) la temperatura, *b*) la humedad específica y *c*) la humedad relativa de la mezcla.

14-103 Reconsidere el problema 14-102. Usando el software EES (u otro), determine el efecto de la razón másica del flujo de aire frío saturado sobre la temperatura de la mezcla, la humedad específica y la humedad relativa. Varíe la razón másica del aire frío saturado entre 0 y 16 kg/s, manteniendo constante la razón másica de aire tibio a 8 kg/s. Grafique la temperatura de la mezcla, la humedad específica y la humedad relativa como funciones de la razón másica del aire frío, y explique los resultados.

14-104E Se va a mezclar aire húmedo saturado a 1 atm y 50 °F con aire atmosférico a 1 atm, 90 °F y 80 por ciento de humedad relativa, para formar aire a 70 °F. Determine las proporciones en las que estos dos flujos se han de mezclar y la temperatura del aire resultante.

Torres de enfriamiento húmedo

14-105C ¿Cómo funciona una torre de enfriamiento húmedo de tiro natural?

14-106C ¿Qué es un estanque de rociado? ¿Cómo funciona en comparación con el desempeño de una torre de enfriamiento húmedo?

14-107 El agua refrigerante del condensador de una central eléctrica ingresa por una torre de enfriamiento húmedo a 40 °C a razón de 90 kg/s. El agua se enfría a 25 °C en la torre de enfriamiento mediante agua que ingresa a la torre a 1 atm,

23 °C y 60 por ciento de humedad relativa y sale saturada a 32 °C. Despreciando la potencia consumida por el ventilador, determine *a*) el flujo volumétrico del aire en la torre de enfriamiento y *b*) el flujo másico del agua de reposición requerida.

14-108E El agua de enfriamiento del condensador de una central eléctrica ingresa a una torre de enfriamiento húmedo a 110 °F a razón de 100 lbm/s. El agua se enfría a 80 °F en la torre de enfriamiento mediante el aire que entra a la torre a 1 atm, 76 °F y 60 por ciento de humedad relativa y sale saturado a 95 °F. Despreciando la potencia consumida por el ventilador, determine *a*) el flujo volumétrico del aire en la torre de enfriamiento y *b*) el flujo másico del agua de reposición requerida. *Respuestas:* 1 325 pies^3/s, *b*) 2.42 lbm/s

14-109 Una torre de enfriamiento húmedo debe enfriar 60 kg/s de agua de 40 a 33 °C. El aire atmosférico entra a la torre a 1 atm, con temperaturas de bulbo seco y húmedo de 22 y 16 °C, respectivamente, y sale a 30 °C con una humedad relativa de 95 por ciento. Usando la carta psicrométrica, determine *a*) el flujo volumétrico del aire a la entrada de la torre de enfriamiento y *b*) el flujo másico del agua de reposición necesaria. *Respuestas: a*) 30.3 m^3/s, *b*) 0.605 kg/s

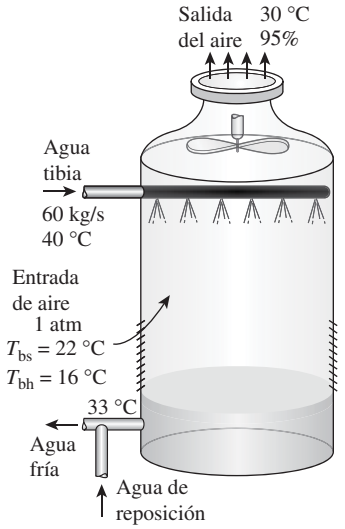


Figura P14-109

14-110 Una torre de enfriamiento húmedo debe enfriar 25 kg/s de agua de enfriamiento de 40 a 30 °C, en una ubicación en la que la presión atmosférica es de 96 kPa. El aire atmosférico entra a la torre a 20 °C y 70 por ciento de humedad relativa, y sale saturado a 35 °C. Despreciando la entrada de potencia al ventilador, determine *a*) el flujo volumétrico de aire a la entrada de la torre de enfriamiento y *b*) el flujo másico del agua de reposición necesaria.
Respuestas: a) 11.2 m^3/s, *b*) 0.35 kg/s

14-111E Entra agua a una torre de enfriamiento a 95 °F y a una tasa de 3 lbm/s y sale a 80 °F. Entra aire húmedo a esta torre a 1 atm y 65 °F, con una humedad relativa de 30 por ciento, y sale a 75 °F con una humedad relativa de 80 por ciento. Determine el flujo másico de aire seco que pasa por esta torre.

14-112E ¿Cuánto potencial de trabajo, en Btu/lbm aire seco, se pierde en la torre de enfriamiento del problema 14-111E? Tome $T_0 = 65$ °F.

Problemas de repaso

14-113 Aire seco cuyo análisis molar es de 78.1 por ciento de N_2, 20.9 por ciento de O_2 y 1 por ciento de Ar fluye sobre un cuerpo de agua hasta que se satura. Si la presión y la temperatura del aire permanecen constantes a 1 atm y 25 °C durante el proceso, determine *a*) el análisis molar del aire saturado y *b*) la densidad del aire antes y después del proceso. ¿Qué concluye a partir de sus resultados?

14-114E La humedad relativa del aire a 80 °F y 14.7 psia se incrementa de 25 a 75 por ciento durante un proceso de humidificación a temperatura y presión constantes. Determine el error porcentual implicado suponiendo que la densidad del aire ha permanecido constante.

14-115 La condensación del vapor de agua en las líneas de aire comprimido es una preocupación importante en las plantas industriales, y el aire comprimido a menudo se deshumidifica para evitar los problemas asociados con la condensación. Considere un compresor que comprime aire ambiente de la presión atmosférica local de 92 kPa a una presión de 800 kPa (absoluta). El aire comprimido se enfría luego a la temperatura ambiente al pasar por las líneas de aire comprimido. Despreciando cualquier pérdida de presión, determine si habrá condensado en las líneas de aire comprimido en un día en el que el aire ambiente está a 20 °C y 50 por ciento de humedad relativa.

14-116E La capacidad de los enfriadores evaporativos se expresa usualmente en términos del flujo de aire en pies^3/min, y una manera práctica de determinar el tamaño necesario de un enfriador evaporativo para una casa de 8 pies de alto es multiplicar el área de piso de la casa por 4 (por 3 en climas secos y por 5 en climas húmedos). Por ejemplo, la capacidad de un enfriador evaporativo para una casa de 30 pies de longitud y 40 pies de anchura es $1\,200 \times 4 = 4\,800$ pies^3/min. Desarrolle una regla empírica equivalente para la selección de un enfriador evaporativo en unidades SI para casas de 2.4 m de altura cuyas áreas de piso se dan en m^2.

14-117 Se afirma que una torre de enfriamiento con una capacidad de enfriamiento de 30 toneladas (105 kW) evapora 4 000 kg de agua por día. ¿Es ésta una afirmación razonable?

14-118 Los costos de acondicionamiento de aire de una casa se pueden reducir hasta en 10 por ciento instalando la unidad exterior (el condensador) del acondicionador de aire en una ubicación sombreada por árboles y arbustos. Si los costos de acondicionamiento de aire son de $500 por año, determine cuánto ahorrarán los árboles al propietario durante los 20 años de vida del sistema.

14-119E Se pueden bajar 2 °F en la configuración del termostato de un hogar llevando un suéter ligero de mangas largas o 4 °F llevando un suéter grueso de mangas largas para el mismo nivel de comodidad. Si cada reducción en °F en la configuración del termostato reduce el costo de calefacción de un hogar 4 por ciento en un lugar determinado, determine cuánto podrían reducirse los costos de calefacción de un hogar portando sué-

teres gruesos si el costo de calefacción anual del hogar es de $600.

14-120 Un día típico de invierno en Moscú tiene una temperatura de 0 °C y una humedad relativa de 40 por ciento. ¿Cuál es la humedad relativa dentro de una casa de campo que tiene aire que ha sido calentado a 18 °C?

14-121 La humedad relativa dentro de la casa de campo del problema 14-120 se debe llevar a 50 por ciento evaporando agua a 20 °C. ¿Cuánto calor, en kJ, se necesita para este propósito, por metro cúbico de aire dentro de la casa de campo?

14-122E Durante un día de verano en Phoenix, Arizona, el aire está a 1 atm, 110 °F y 15 por ciento de humedad relativa. Se evapora agua a 70 °F en este aire para producir aire a 75 °F y 80 por ciento de humedad relativa. ¿Cuánta agua, se necesita en lbm/lbm de aire seco, y cuánto enfriamiento se ha producido, en Btu/lbm de aire seco?

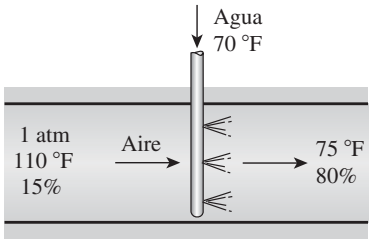


Figura P14-122E

14-123E Si el sistema del problema 14-122E se opera como un sistema adiabático y el aire que produce tiene una humedad relativa de 70 por ciento, ¿cuál es la temperatura del aire producido? *Respuesta:* 79.6 °F

14-124 Un recipiente de 1.8 m^3 contiene aire saturado a 20 °C y 90 kPa. Determine *a*) la masa del aire seco, *b*) la humedad específica y *c*) la entalpía del aire por unidad de masa del aire seco. *Respuestas: a*) 1.88 kg, *b*) 0.0166 kg H_2O/kg aire seco, *c*) 62.2 kJ/kg aire seco

14-125 Reconsidere el problema 14-124. Usando software EES (u otro), determine las propiedades del aire en el estado inicial. Estudie el efecto de calentar el aire a volumen constante hasta que la presión sea de 110 kPa. Grafique la transferencia necesaria de calor, en kJ, como función de la presión.

14-126E Aire a 15 psia, 60 °F y 70 por ciento de humedad relativa fluye en un ducto de 6 pulgadas de diámetro a una velocidad de 35 pies/s. Determine *a*) la temperatura de punto de rocío, *b*) el flujo volumétrico del aire y *c*) el flujo másico del aire seco.

14-127 Fluye aire de manera constante a través de una tobera isentrópica. Entra aire por la tobera a 35 °C, 200 kPa y 50 por ciento de humedad relativa. Si no ocurrirá condensación alguna durante el proceso de expansión, determine la presión, temperatura y velocidad del aire en la salida de la tobera.

14-128 Entra aire a una sección de enfriamiento a 97 kPa, 35 °C y 30 por ciento de humedad relativa a razón de 6 m^3/min, donde se enfría hasta que la humedad del aire comienza a condensarse. Determine *a*) la temperatura del aire a la salida y *b*) la tasa de transferencia de calor en la sección de enfriamiento.

14-129 El aire exterior entra a un sistema de acondicionamiento de aire a 10 °C y 70 por ciento de humedad relativa, a un flujo estacionario de 26 m^3/min, y sale a 25 °C y 55 por ciento de humedad relativa. El aire exterior se calienta primero a 18 °C en la sección de calentamiento y luego se humidifica mediante la inyección de vapor de agua caliente en la sección de humidificación. Suponiendo que todo el proceso tiene lugar a una presión de 1 atm, determine *a*) la tasa de suministro de calor en la sección de calentamiento y *b*) el flujo másico de vapor de agua que se necesita en la sección de humidificación.

14-130 Aire húmedo a 101.3 kPa, temperatura de bulbo seco de 36 °C y 65 por ciento de humedad relativa se enfría a presión constante a una temperatura 10 °C por debajo de su temperatura de punto de rocío. Trace el diagrama psicrométrico del proceso y determine la transferencia de calor del aire, en kJ/kg de aire seco.

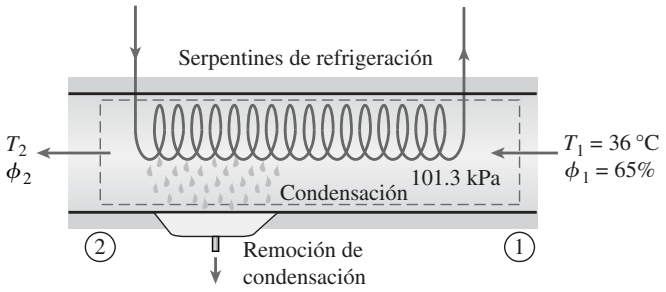


Figura P14-130

14-131 Entra aire a un sistema de acondicionamiento de aire que usa refrigerante-134a a 30 °C y 70 por ciento de humedad relativa, a razón de 4 m^3/min. El refrigerante entra a la sección de enfriamiento a 700 kPa con una calidad de 20 por ciento, y sale como vapor saturado. El aire se enfría a 20 °C a una presión de 1 atm. Determine *a*) la tasa de deshumidificación, *b*) la tasa de transferencia de calor y *c*) el flujo másico del refrigerante.

14-132 Repita el problema 14-131 para una presión total de 90 kPa para aire.

14-133 Un sistema de acondicionamiento de aire opera a una presión total de 1 atm y consiste en una sección de calentamiento y un enfriador evaporativo. El aire entra a la sección de calentamiento a 15 °C y 55 por ciento de humedad relativa, a razón de 30 m^3/min, y sale del enfriador evaporativo a 25 °C y 45 por ciento de humedad relativa. Determine *a*) la temperatura y la humedad relativa del aire cuando sale de la sección de calentamiento, *b*) la tasa de transferencia de calor en la sección de calentamiento y *c*) el flujo de agua agregada al aire en el enfriador evaporativo.
Respuestas: a) 32.5 °C, 19.2 por ciento, *b*) 655 kJ/min, *c*) 0.112 kg/min

14-134 Reconsidere el problema 14-133. Usando software EES (u otro), estudie el efecto de la presión total en el rango de 94 a 100 kPa sobre los resultados que

se piden en el problema. Grafique los resultados como funciones de la presión total.

14-135 Repita el problema 14-133 para una presión total de 96 kPa.

14-136 Aire acondicionado a 13 °C y 90 por ciento de humedad relativa se mezclará con aire exterior a 34 °C y 40 por ciento de humedad relativa a 1 atm. Si se desea que la mezcla tenga una humedad relativa de 60 por ciento, determine *a*) la relación del flujo másico de aire seco en el aire acondicionado con respecto al del aire exterior y *b*) la temperatura de la mezcla.

14-137 Reconsidere el problema 14-136 y determine las cantidades deseadas mediante el software EES (u otro) en lugar de la carta psicrométrica. ¿Cuáles serían las respuestas en un lugar con una presión atmosférica de 80 kPa?

14-138 Una torre de enfriamiento de tiro natural debe quitar 70 MW de calor de rechazo del agua de enfriamiento que entra a la torre a 42 °C y sale a 30 °C. El aire atmosférico entra a la torre a 1 atm con temperaturas de bulbo seco y húmedo de 23 y 16 °C, respectivamente, y sale saturado a 32 °C. Determine *a*) el flujo másico del agua de enfriamiento, *b*) el flujo volumétrico del aire a la entrada de la torre de enfriamiento y *c*) el flujo másico del agua de reposición necesaria.

14-139 Reconsidere el problema 14-138. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la temperatura de bulbo húmedo de entrada del aire sobre el flujo volumétrico necesario de aire y el flujo de agua de reposición cuando los otros datos de entrada son los valores indicados. Grafique los resultados como funciones de la temperatura de bulbo húmedo.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

14-140 Un cuarto está lleno de aire húmedo saturado a 25 °C y una presión total de 100 kPa. Si la masa de aire seco en el cuarto es de 100 kg, la masa de vapor de agua es

a) 0.52 kg *b*) 1.97 kg *c*) 2.96 kg
d) 2.04 kg *e*) 3.17 kg

14-141 Un cuarto contiene 65 kg de aire seco y 0.6 kg de vapor de agua a 25 °C y 90 kPa de presión total. La humedad relativa del aire en el cuarto es

a) 3.5 por ciento *b*) 41.5 por ciento *c*) 55.2 por ciento
d) 60.9 por ciento *e*) 73.0 por ciento

14-142 Un cuarto de 40 m^3 contiene aire a 30 °C y una presión total de 90 kPa con una humedad relativa de 75 por ciento. La masa de aire seco en el cuarto es

a) 24.7 kg *b*) 29.9 kg *c*) 39.9 kg
d) 41.4 kg *e*) 52.3 kg

14-143 Un cuarto contiene aire a 30 °C y una presión total de 96.0 kPa con una humedad relativa de 75 por ciento. La presión parcial del aire seco es

a) 82.0 kPa *b*) 85.8 kPa *c*) 92.8 kPa
d) 90.6 kPa *e*) 72.0 kPa

14-144 El aire de una casa está a 25 °C y 65 por ciento de humedad relativa. Ahora se enfría el aire a presión constante. La temperatura a la cual la humedad del aire comenzará a condensar es

a) 7.4 °C *b*) 16.3 °C *c*) 18.0 °C
d) 11.3 °C *e*) 20.2 °C

14-145 En la carta psicrométrica, un proceso de enfriamiento y deshumidificación aparece como una línea que es

a) horizontal a la izquierda
b) vertical hacia abajo
c) diagonal hacia arriba a la derecha (dirección NE)
d) diagonal hacia arriba a la izquierda (dirección NW)
e) diagonal hacia abajo a la izquierda (dirección SW)

14-146 En la carta psicrométrica, un proceso de calentamiento y humidificación aparece como una línea que es

a) horizontal a la derecha
b) vertical hacia arriba
c) diagonal hacia arriba a la derecha (dirección NE)
d) diagonal hacia arriba a la izquierda (dirección NW)
e) diagonal hacia abajo a la derecha (dirección SE)

14-147 Un flujo de aire a una temperatura y a una humedad relativa especificadas sufre enfriamiento evaporativo por aspersión de agua a la misma temperatura. La temperatura mínima a la que se puede enfriar el flujo de aire es

a) la temperatura de bulbo seco en un estado dado
b) la temperatura de bulbo húmedo en un estado dado
c) la temperatura de punto de rocío en un estado dado
d) la temperatura de saturación correspondiente a la relación de humedad en el estado dado
e) la temperatura de punto triple de agua

14-148 Se enfría y se deshumidifica aire cuando fluye sobre los serpentines de un sistema de refrigeración a 85 kPa de 35 °C y una relación de humedad de 0.023 kg/kg aire seco a 15 °C y una relación de humedad de 0.015 kg/kg aire seco. Si el flujo másico de aire seco es de 0.4 kg/s, la tasa de remoción de calor del aire es

a) 4 kJ/s *b*) 8 kJ/s *c*) 12 kJ/s
d) 16 kJ/s *e*) 20 kJ/s

14-149 Aire a una presión total de 90 kPa, 15 °C y 75 por ciento de humedad relativa se calienta y se humidifica a 25 °C y 75 por ciento de humedad relativa introduciendo vapor de agua. Si el flujo másico de aire seco es de 4 kg/s, el flujo de adición de vapor de agua al aire es

a) 0.032 kg/s *b*) 0.013 kg/s *c*) 0.019 kg/s
d) 0.0079 kg/s *e*) 0 kg/s

Problemas de diseño y ensayo

14-150 Escriba un ensayo sobre los diferentes dispositivos de medición de humedad, incluidos los electrónicos y analice las ventajas y desventajas de cada uno.

14-151 Las necesidades de aire acondicionado de un edificio grande se pueden satisfacer mediante un solo sistema central o mediante varias unidades individuales de ventana. Considerando que ambos métodos se usan comúnmente en la práctica, la elección correcta depende de la situación concreta. Identi-

fique los factores importantes que se necesitan considerar al tomar la decisión, y explique las condiciones en las cuales un sistema de acondicionamiento de aire que consiste en varias unidades de ventana es preferible con respecto a un solo sistema central grande, y viceversa.

14-152 Diseñe un sistema de enfriamiento evaporativo de bajo costo adecuado para usarse en su casa. Muestre cómo obtendría un rociador de agua, cómo introduciría el flujo de aire y cómo evitaría que las gotitas de agua llegaran al espacio de habitación.

14-153 El cambio diario en la temperatura de la atmósfera tiende a ser más pequeño en ubicaciones en las que la humedad relativa es alta. Demuestre por qué sucede esto, calculando el cambio en la temperatura de una cantidad fija de aire cuando se quita del aire una cantidad fija de calor. Grafique este cambio de temperatura como función de la humedad relativa inicial, y asegúrese de que la temperatura del aire llegue a la temperatura de punto de rocío, o la exceda. Haga lo mismo cuando se agrega al aire una cantidad fija de calor.

14-154 La condensación e incluso el congelamiento de la humedad en los muros de un edificio sin retardadores de vapor efectivos son un problema real en climas fríos, pues aminoran la eficacia del aislamiento. Investigue cómo lidian con este problema los constructores en su área, ya sea que utilicen retardadores de vapor o barreras de vapor en los muros, o dónde colocan estos retardadores o barreras en los muros. Prepare un informe sobre sus hallazgos y explique la razón de esta práctica.

CAPÍTULO

15

Reacciones químicas

Los capítulos anteriores se limitaron a considerar sistemas termodinámicos no reactivos —aquellos cuya composición química permanece invariable durante un proceso—, incluso en procesos durante los cuales se formaba una mezcla homogénea a partir de dos o más fluidos sin la presencia de ninguna reacción química. En este capítulo se estudian sistemas cuya composición química cambia durante un proceso, es decir, sistemas que implican *reacciones químicas*.

Para trabajar con sistemas no reactivos es necesario considerar sólo la *energía interna sensible* (asociada con los cambios de presión y temperatura) y la *energía interna latente* (asociada con los cambios de fase). Pero cuando se trabaja con sistemas reactivos también se debe considerar la *energía interna química*, energía asociada a la destrucción y la formación de enlaces químicos entre los átomos. Las relaciones de balance de energía desarrolladas para sistemas no reactivos también son aplicables a sistemas reactivos, aunque los términos de energía en el último caso deben incluir la energía química del sistema.

En este capítulo se estudia un tipo particular de reacción química, conocida como *combustión*. Sin embargo, el lector debe recordar que los principios desarrollados son igualmente aplicables a cualquier reacción química.

Se empieza con un análisis general de combustibles y combustión. Luego se aplican los balances de masa y energía a sistemas reactivos. Al respecto se analiza la temperatura de flama adiabática, que es la temperatura más alta que una mezcla reactiva puede alcanzar. Por último, se examinan los aspectos de la segunda ley de las reacciones químicas.

OBJETIVOS

En el capítulo 15, los objetivos son:

- Proporcionar un panorama de los combustibles y la combustión.
- Aplicar el principio de la conservación de la masa a sistemas reactivos para determinar las ecuaciones de reacción balanceadas.
- Definir los parámetros utilizados en el análisis de la combustión, tales como la relación aire-combustible, el porcentaje teórico de aire y la temperatura de punto de rocío.
- Calcular la entalpía de reacción, la entalpía de combustión y los poderes caloríficos de los combustibles.
- Aplicar balances de energía a sistemas reactivos para volúmenes de control de flujo estacionario y para sistemas de masa fija.
- Determinar la temperatura de flama adiabática para mezclas reactivas.
- Evaluar el cambio de entropía de los sistemas reactivos.
- Analizar los sistemas reactivos desde la perspectiva de la segunda ley.

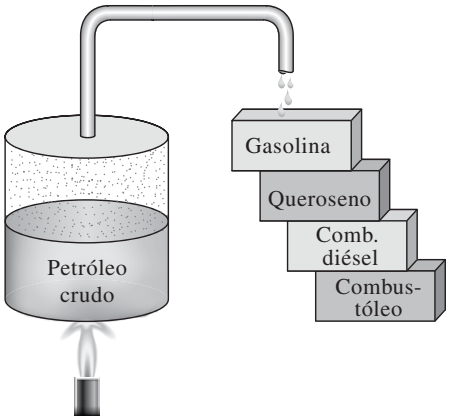


Figura 15-1

La mayor parte de los combustibles hidrocarburos se obtiene del petróleo crudo por destilación.

15-1 ▪ Combustibles y combustión

Cualquier material que puede quemarse para liberar energía recibe el nombre de **combustible**. La mayoría de los combustibles conocidos se componen principalmente de hidrógeno y carbono. Reciben el nombre de **combustibles hidrocarburos** y se denotan por la fórmula general C_nH_m. Los combustibles hidrocarburos existen en todas las fases, y algunos son el carbón, la gasolina y el gas natural.

El principal constituyente del carbón mineral es el carbono; también contiene cantidades variables de oxígeno, hidrógeno, nitrógeno, azufre, humedad y ceniza. Es difícil indicar un análisis másico exacto del carbón mineral, puesto que su composición varía de un área geográfica a otra e incluso dentro de la misma región. La mayor parte de los combustibles hidrocarburos líquidos son una mezcla de numerosos hidrocarburos y se obtienen del petróleo crudo mediante destilación (Fig. 15-1). Los hidrocarburos más volátiles se vaporizan primero, formando lo que se conoce como gasolina. Los combustibles menos volátiles que se obtienen durante la destilación son el queroseno, el diésel y el combustóleo. La composición de un combustible particular depende de la fuente de petróleo crudo, así como de la refinería.

Aunque los combustibles hidrocarburos líquidos son mezclas de muchos hidrocarburos diferentes, por conveniencia suelen considerarse como un solo hidrocarburo. Por ejemplo, la gasolina se trata como **octano** C_8H_{18}, y el diésel como **dodecano**, $C_{12}H_{26}$. Otro hidrocarburo líquido común es el **alcohol metílico**, CH_3OH, al que también se le llama *metanol* y se usa en algunas mezclas de gasolina. El gas natural (combustible hidrocarburo gaseoso), que es una mezcla de metano y cantidades más pequeñas de otros gases, algunas veces se trata como **metano**, CH_4, por simplicidad.

El gas natural es producido en pozos de gas o pozos de petróleo ricos en gas natural. Principalmente está compuesto de metano, pero también contiene pequeñas cantidades de etano, propano, hidrógeno, helio, dióxido de carbono, nitrógeno, sulfato de hidrógeno y vapor de agua. Para los vehículos se almacena ya sea en la fase gaseosa a presiones de 150 a 250 atm como CNG (gas natural comprimido, por sus siglas en inglés *compressed natural gas*) o en la fase líquida a -162 °C como LNG (gas natural licuado, por sus siglas en inglés *liquefied natural gas*). Casi un millón de vehículos en el mundo, principalmente autobuses, operan con gas natural. El gas licuado de petróleo (LPG, por sus siglas en inglés *liquefied petroleum gas*) es un subproducto del procesamiento del gas natural o de la refinación del petróleo crudo. Consiste principalmente de propano y por lo tanto el LPG generalmente se conoce como propano. Sin embargo, también contiene cantidades variables de butano, propileno y butileno. El propano por lo general se emplea en flotillas de vehículos, taxis, autobuses escolares y autos particulares. El etanol se obtiene del maíz, granos y desechos orgánicos. El metanol es producido principalmente a partir del gas natural, pero también puede obtenerse a partir del carbón y de biomasa. Ambos alcoholes generalmente se emplean como aditivos en gasolina oxigenada y combustibles reformulados para reducir la contaminación del aire.

Los vehículos son una fuente importante de contaminantes del aire, como óxidos nítricos, monóxido de carbono e hidrocarburos, así como el dióxido de carbono, y por ende existe un creciente cambio en la industria del transporte para sustituir los combustibles tradicionales basados en petróleo (como la gasolina y el combustible diésel) por *combustibles alternativos* de quema limpia más amigables con el ambiente, como el gas natural, alcoholes (etanol y metanol), gas licuado de petróleo (LPG) e hidrógeno. El uso de autos eléctricos también está al alza. En la tabla 15-1 se presenta una comparación de algunos combustibles alternativos para la transportación de gasolina. Adviér-

Tabla 15-1

Comparación de algunos combustibles alternativos contra los combustibles tradicionales basados en petróleo usados en la industria del transporte.

Combustible	Contenido energético kJ/L	Equivalencia,* en gasolina, L/L de gasolina
Gasolina	31 850	1
Diésel ligero	33 170	0.96
Diésel pesado	35 800	0.89
LPG (gas licuado de petróleo, principalmente propano)	23 410	1.36
Etanol (o alcohol etílico)	29 420	1.08
Metanol (o alcohol metílico)	18 210	1.75
CNG (gas natural comprimido, principalmente metano, a 200 atm)	8 080	3.94
LNG (gas natural licuado, principalmente metano)	20 490	1.55

**Cantidad de combustible cuyo contenido energético es igual a la energía contenida en 1 litro de gasolina.*

tase que el contenido energético por unidad de volumen de los combustibles alternativos es más bajo que el de la gasolina o el diésel, y por lo tanto, la distancia máxima que un vehículo pudiera recorrer al gastar un tanque lleno será menor cuando se opere con un combustible alternativo. Además, cuando se comparan costos, una medida realista es el costo por unidad de energía más que el costo por unidad de volumen. Por ejemplo, el metanol a un costo unitario de 1.20 dólares por litro puede parecer más barato que la gasolina a 1.80 dólares por litro, pero hay que tomar en cuenta que el costo de 10 000 kJ de energía es de 0.57 dólares para la gasolina y de 0.66 dólares para el metanol.

Una reacción química durante la cual se oxida un combustible y se libera una gran cantidad de energía recibe el nombre de **combustión**. El oxidante empleado con mayor frecuencia en los procesos de combustión es el aire, por obvias razones (es gratuito y se consigue fácilmente). El oxígeno puro, O_2, se emplea como oxidante sólo en algunas aplicaciones especializadas, como el corte y la soldadura, donde no se puede utilizar aire. En consecuencia, son pertinentes unas cuantas palabras acerca de la composición del aire.

En una base molar o volumétrica, el aire seco está compuesto por 20.9 por ciento de oxígeno, 78.1 por ciento de nitrógeno, 0.9 por ciento de argón y pequeñas cantidades de dióxido de carbono, helio, neón e hidrógeno. En el análisis de los procesos de combustión, el argón en el aire se trata como nitrógeno, en tanto que los gases que existen en cantidades muy pequeñas se descartan. De modo que el aire seco puede considerarse aproximadamente como 21 por ciento de oxígeno y 79 por ciento de nitrógeno en números molares. Por consiguiente, cada mol de oxígeno que entra a una cámara de combustión será acompañado por 0.79/0.21 = 3.76 mol de nitrógeno (Fig. 15-2). Es decir,

$$1 \text{ kmol } O_2 + 3.76 \text{ kmol } N_2 = 4.76 \text{ kmol aire} \qquad \textbf{(15-1)}$$

Durante la combustión, el nitrógeno se comporta como un gas inerte y no reacciona con otros elementos químicos más que para formar una pequeña cantidad de óxidos nítricos. A pesar de esto, la presencia de nitrógeno influye de manera considerable en el resultado de un proceso de combustión, pues el nitrógeno suele entrar a una cámara de combustión en grandes cantidades a temperaturas bajas, y salir a temperaturas considerablemente altas, absorbiendo

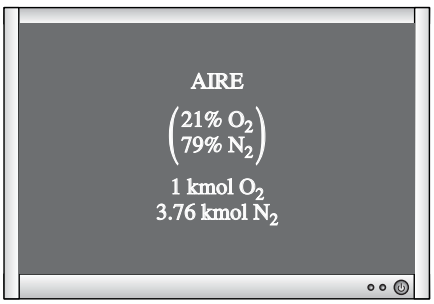


Figura 15-2

Cada kmol de O_2 en el aire se acompaña de 3.76 kmol de N_2.

una gran proporción de la energía química liberada durante la combustión. En todo este capítulo se supondrá que el nitrógeno permanecerá perfectamente inerte. Tenga en mente, sin embargo, que a temperaturas muy altas, como las que se encuentran en las máquinas de combustión interna, una pequeña fracción de nitrógeno reacciona con oxígeno, formando gases peligrosos como el óxido nítrico.

El aire que entra a una cámara de combustión contiene algo de vapor de agua (o humedad), que también es digno de consideración. En casi todos los procesos de combustión, la humedad en el aire y el agua que se forma durante la combustión puede tratarse como un gas inerte, como nitrógeno. Sin embargo, a temperaturas muy altas un poco de vapor de agua se descompone en H_2 y O_2, así como en H, O y OH. Cuando los gases de combustión se enfrían por debajo de la temperatura de punto de rocío del vapor de agua, una parte de la humedad se condensa. Es importante predecir la temperatura del punto de rocío debido a que las gotas de agua suelen combinarse con el dióxido de azufre que puede estar presente en los gases de combustión, formando ácido sulfúrico, el cual es muy corrosivo.

Durante un proceso de combustión los componentes que existen antes de la reacción reciben el nombre de **reactivos**, y los componentes que existen después de la reacción se denominan **productos** (Fig. 15-3). Considérese, por ejemplo, la combustión de 1 kmol de carbón con 1 kmol de oxígeno puro, que forma dióxido de carbono,

$$C + O_2 \rightarrow CO_2 \qquad \textbf{(15-2)}$$

Aquí el C y el O_2 son los reactivos, puesto que existen antes de la combustión, y CO_2 es el producto debido a que existe después de la combustión. Obsérvese que un reactivo no tiene que reaccionar químicamente en la cámara de combustión. Por ejemplo, si el carbono se quema con aire en lugar de oxígeno puro, ambos lados de la ecuación de combustión incluirán N_2. Es decir, el N_2 aparecerá como un reactivo y como un producto.

Debe mencionarse que poner un combustible en estrecho contacto con el oxígeno no es suficiente para iniciar la combustión. (Por fortuna, así es. De otro modo, el mundo entero estaría en llamas.) El combustible debe llevarse arriba de su **temperatura de ignición** para iniciar la combustión. Las temperaturas de ignición mínimas aproximadas de varias sustancias del aire atmosférico son 260 °C para la gasolina, 400 °C para el carbón, 580 °C para el hidrógeno, 610 °C para el monóxido de carbono y 630 °C para el metano. Además, las proporciones del combustible y del aire deben estar en un nivel adecuado para que comience la combustión. Por ejemplo, el gas natural no se quemará en el aire en concentraciones menores a 5 por ciento o mayores a 15 por ciento, aproximadamente.

Como el lector recordará de sus cursos de química, las ecuaciones químicas se balancean con base en el **principio de la conservación de la masa** (o el **balance de masa**), que se enuncia como sigue: *La masa total de cada elemento se conserva durante una reacción química* (Fig. 15-4). Es decir, la masa total de cada elemento en el lado derecho de la ecuación de la reacción (los productos) debe ser igual a la masa total de ese elemento en el lado izquierdo (los reactivos) aun cuando los elementos existan en compuestos químicos diferentes en los reactivos y los productos. Además, el número total de átomos de cada elemento se conserva durante una reacción química, ya que el número total de átomos de un elemento es igual a la masa total del elemento dividida entre su masa atómica.

Por ejemplo, ambos lados de la ecuación 15-2 contienen 12 kg de carbono y 32 kg de oxígeno, aun cuando el carbono y el oxígeno existan como elementos en los reactivos, y como un compuesto en el producto. Asimismo, la masa total de los reactivos es igual a la masa total de los productos, que es

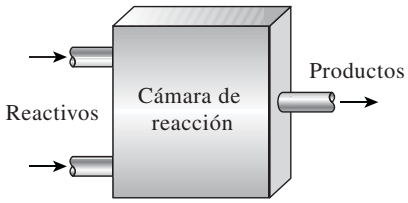


Figura 15-3

En un proceso de combustión de flujo estacionario, los componentes que entran en la cámara de reacción se denominan reactivos, y los componentes que salen se llaman productos.

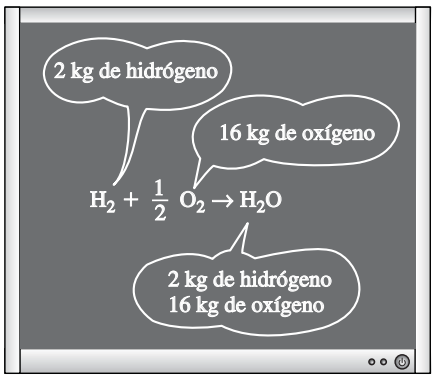


Figura 15-4

La masa (y el número de átomos) de cada elemento se conserva durante una reacción química.

cada una de 44 kg. (Es una práctica común redondear las masas molares hasta el entero más cercano si no se requiere mayor precisión.) Sin embargo, note que el número total de moles de los reactivos (2 kmol) no es igual al número total de moles de los productos (1 kmol). Es decir, *el número total de moles no se conserva durante una reacción química.*

Una cantidad utilizada frecuentemente en el análisis de procesos de combustión para cuantificar las cantidades de combustible y aire es la **relación aire-combustible**, AC. Suele expresarse en una base de masa y se define como *la relación entre la masa del aire y la masa de combustible* en un proceso de combustión (Fig. 15-5). Es decir,

$$\text{AC} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{comb}}} \tag{15-3}$$

La masa m de una sustancia se relaciona con el número de moles N por medio de la relación $m = NM$, donde M es la masa molar.

La relación aire-combustible puede expresarse también en una base molar como la proporción entre el número de moles de aire y el número de moles del combustible. Pero aquí se utilizará la primera definición. El recíproco de la relación aire-combustible se conoce como **relación combustible-aire**.

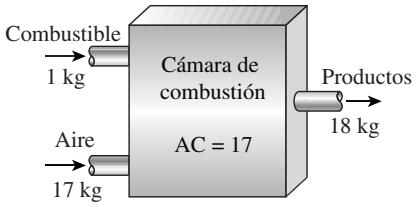


Figura 15-5

La relación aire-combustible (AC) representa la cantidad de aire utilizada por unidad de masa de combustible durante un proceso de combustión.

EJEMPLO 15-1 Balance de la ecuación de combustión

Un kmol de octano (C_8H_{18}) se quema con aire que contiene 20 kmol de O_2, como se muestra en la figura 15-6. Suponga que los productos contienen sólo CO_2, H_2O, O_2 y N_2, determine el número de moles en cada gas en los productos y la relación aire-combustible para este proceso de combustión.

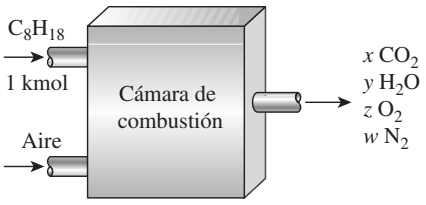


Figura 15-6

Esquema para el ejemplo 15-1.

Solución Están dadas las cantidades de combustible y la cantidad de oxígeno en el aire. Se deben determinar la cantidad de los productos y la AC.

Suposición Los productos de combustión contienen CO_2, H_2O, O_2 y N_2 únicamente.

Propiedades La masa molar del aire es $M_{\text{aire}} = 28.97$ kg/kmol $\cong$ 29.0 kg/kmol (tabla A-1).

Análisis La ecuación química para este proceso de combustión puede escribirse como

$$C_8H_{18} + 20(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow xCO_2 + yH_2O + zO_2 + wN_2$$

donde los términos en el paréntesis representan la composición de aire seco que contiene 1 kmol de O_2 y x, y, z y w representan los números de moles desconocidos de los gases en los productos. Estas incógnitas se determinan con la aplicación del balance de masa a cada uno de los elementos, es decir, la masa o el número total de moles de cada elemento en los reactivos debe ser igual a la o el de los productos:

$$\begin{aligned}
&\text{C:} && 8 = x && \rightarrow && x = \mathbf{8}\\
&\text{H:} && 18 = 2y && \rightarrow && y = \mathbf{9}\\
&\text{O:} && 20 \times 2 = 2x + y + 2z && \rightarrow && z = \mathbf{7.5}\\
&\text{N}_2\text{:} && (20)(3.76) = w && \rightarrow && w = \mathbf{75.2}
\end{aligned}$$

La sustitución produce

$$C_8H_{18} + 20(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 7.5O_2 + 75.2N_2$$

Observe que el coeficiente 20 en la ecuación balanceada anterior representa el número de moles de *oxígeno*, no el número de moles de aire. Éste se obtiene sumando $20 \times 3.76 = 75.2$ moles de nitrógeno a los 20 moles de oxí-

geno, lo que da un total de 95.2 moles de aire. La relación aire-combustible (AC) se determina tomando la proporción entre la masa de aire y la masa de combustible, según la ecuación 15-3:

$$\text{AC} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{combustible}}} = \frac{(NM)_{\text{aire}}}{(NM)_{\text{C}} + (NM)_{\text{H}_2}}$$

$$= \frac{(20 \times 4.76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{(8 \text{ kmol})(12 \text{ kg/kmol}) + (9 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol})}$$

$$= \textbf{24.2 kg aire/kg combustible}$$

Es decir, se emplean 24.2 kg de aire para quemar cada kilogramo de combustible durante este proceso de combustión.

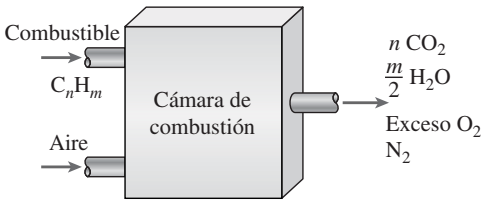


Figura 15-7
Un proceso de combustión es completo si todos los componentes inflamables del combustible se queman por completo.

15-2 ▪ Procesos de combustión teórica y real

Muchas veces es muy útil estudiar la combustión de un combustible con la suposición de que la combustión es completa. Un proceso de combustión está **completo** si todo el carbono en el combustible se transforma en CO_2, todo el hidrógeno se transforma en H_2O y todo el azufre (si lo hay) se transforma en SO_2. Esto es, todos los componentes combustibles de un combustible se queman totalmente durante un proceso de combustión completa (Fig. 15-7). Por el contrario, un proceso de combustión es **incompleto** si los productos de combustión contienen algo de combustible o componentes no quemados, como C, H_2, CO, o bien, OH.

El *oxígeno insuficiente* es una razón obvia para la combustión incompleta, pero no la única. La combustión incompleta sucede incluso cuando en la cámara de combustión hay más oxígeno del necesario para la combustión completa. Esto puede atribuirse al mezclado insuficiente en la cámara de combustión durante el limitado tiempo en que el oxígeno y el combustible quedan en contacto. Otra causa de combustión incompleta es la *disociación*, la cual se vuelve importante a elevadas temperaturas.

El oxígeno es atraído con mayor fuerza hacia el hidrógeno que hacia el carbono. Por consiguiente, el hidrógeno en el combustible normalmente se quema por completo, formando H_2O, aun cuando exista menos oxígeno del necesario para la combustión completa. No obstante, una parte del carbono termina como CO o como simples partículas C (hollín) en los productos.

La cantidad mínima de aire necesaria para la combustión completa de un combustible recibe el nombre de **aire estequiométrico** o **teórico**. De manera que cuando un combustible se quema por completo con aire teórico, no estará presente el oxígeno sin combinar el producto de los gases. El aire teórico también se conoce como *cantidad de aire químicamente correcta* o *aire 100 por ciento teórico*. Un proceso de combustión con cantidad de aire menor está condenado a ser incompleto. El proceso de combustión ideal durante el cual un combustible se quema por completo con aire teórico se conoce como **combustión estequiométrica** o **teórica** de ese combustible (Fig. 15-8). Por ejemplo, la combustión teórica del metano es

$$CH_4 + 2(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 7.52N_2$$

Note que los productos de la combustión teórica no contienen metano sin quemar ni C, H_2, CO, OH u O_2 libre.

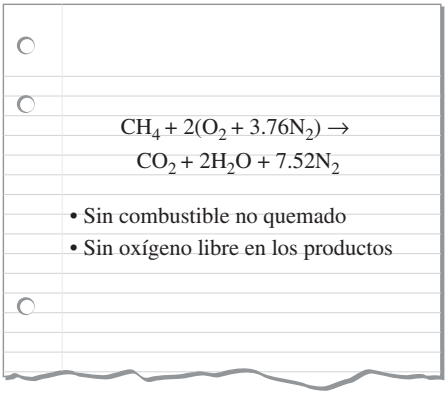


Figura 15-8
El proceso de combustión completo sin oxígeno libre en los productos se llama combustión teórica.

En los procesos de combustión reales es una práctica común emplear más aire que la cantidad estequiométrica, con el fin de aumentar las oportunidades de combustión completa o para controlar la temperatura de la cámara de combustión. La cantidad de aire en exceso de la cantidad estequiométrica se llama **exceso de aire**. La cantidad de exceso de aire suele expresarse en términos del aire estequiométrico como **exceso de aire porcentual** o **aire teórico porcentual**. Por ejemplo, 50 por ciento de exceso de aire equivale a 150 por ciento de aire teórico, y 200 por ciento de exceso de aire equivale a 300 por ciento de aire teórico. Desde luego, el aire estequiométrico puede expresarse como 0 por ciento de exceso de aire o como 100 por ciento de aire teórico. Cantidades de aire menores que la cantidad estequiométrica reciben el nombre de **deficiencia de aire**, y se expresan a menudo como **deficiencia de aire porcentual**. Por ejemplo, 90 por ciento de aire teórico equivale a 10 por ciento de deficiencia de aire. La cantidad de aire utilizado en procesos de combustión se expresa también en términos de la **relación de equivalencia**, la cual es la proporción entre la relación real combustible-aire y la relación estequiométrica combustible-aire.

La predicción de la composición de los productos es relativamente fácil cuando se supone que el proceso de combustión será completo y que se conocen las cantidades exactas de combustible y aire utilizados. Todo lo que se necesita hacer en este caso es aplicar el principio de conservación de masa a cada elemento que aparece en la ecuación de la combustión, sin necesidad de tomar otras medidas. Sin embargo, cuando uno trata con procesos de combustión real, las cosas no son tan sencillas. Por alguna razón, es difícil que los procesos de combustión real siempre sean completos, incluso en presencia de exceso de aire. Por lo tanto, es imposible predecir la composición de los productos basándose únicamente en el balance de masa. Por ello, la única opción es medir directamente la cantidad de cada componente en los productos.

Para analizar la composición de los gases de combustión se emplea un dispositivo conocido como **analizador de gas Orsat**. En este dispositivo se recoge una muestra de los gases de combustión y se enfría a temperatura y presión ambiente, en cuyo punto se mide su volumen. Después la muestra se pone en contacto con un compuesto químico que absorbe el CO_2. Los gases restantes se vuelven a llevar a la temperatura y presión ambientales, y se mide el nuevo volumen que ellos ocupan. La proporción entre la reducción de volumen y el volumen original es la fracción de volumen del CO_2, que equivale a la fracción molar si se supone comportamiento de gas ideal (Fig. 15-9). Las fracciones de volumen de los otros gases se determinan al repetir este procedimiento. En el análisis Orsat se recoge la muestra de gas sobre agua y se mantiene saturada todo el tiempo. Así, la presión de vapor del agua permanece constante durante toda la prueba. Por esta razón se ignora la presencia de vapor de agua en la cámara de prueba, y los datos se registran en una base seca. Sin embargo, la cantidad de H_2O que se forma durante la combustión se determina con facilidad balanceando la ecuación de combustión.

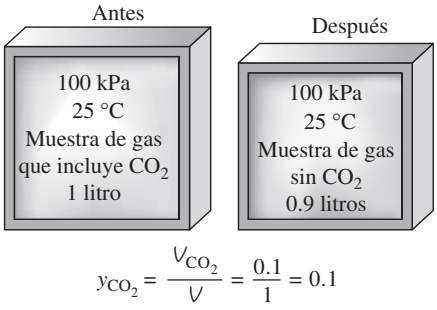


Figura 15-9

Determinación de la fracción molar del CO_2 en los gases de combustión, usando el analizador de gases Orsat.

EJEMPLO 15-2 Combustión de carbón con aire teórico

Carbón de Pensilvania, con un análisis elemental (en masa) de 84.36 por ciento C, 1.89 por ciento H_2, 4.40 por ciento O_2, 0.63 por ciento N_2, 0.89 por ciento S y 7.83 por ciento cenizas (no combustibles), se quema con la cantidad teórica de aire (Fig. 15-10). Haciendo caso omiso del contenido de cenizas, determine las fracciones molares y la masa molar aparente de los gases producto de combustión. También determine la relación aire-combustible necesaria para este proceso de combustión.

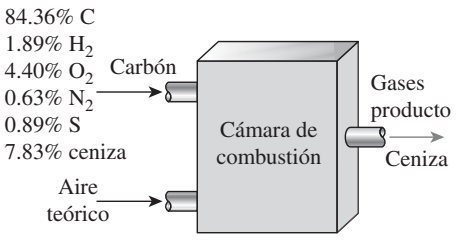


Figura 15-10

Esquema para el ejemplo 15-2.

Solución Se quema carbón con análisis en masa conocido con la cantidad teórica de aire. Se deben determinar las fracciones molares de los gases productos, su masa molar aparente y la relación aire-combustible.

Suposiciones **1** La combustión es estequiométrica y, por lo tanto, completa. **2** Los productos de combustión contienen CO_2, H_2O, SO_2 y N_2 solamente (la ceniza se ignora). **3** Los gases de combustión son gases ideales.

Análisis Las masas molares del C, H_2, O_2, S y aire son 12, 2, 32, 32 y 29 kg/kmol, respectivamente (tabla A-1). Ahora consideramos 100 kg de carbón por simplicidad. Observando que los porcentajes másicos en este caso corresponden a las masas de los constituyentes, los números de moles de los constituyentes del carbón se determinan como

$$N_{\mathrm{C}} = \frac{m_C}{M_C} = \frac{84.36\ \mathrm{kg}}{12\ \mathrm{kg/kmol}} = 7.030\ \mathrm{kmol}$$

$$N_{\mathrm{H_2}} = \frac{m_{\mathrm{H_2}}}{M_{\mathrm{H_2}}} = \frac{1.89\ \mathrm{kg}}{2\ \mathrm{kg/kmol}} = 0.9450\ \mathrm{kmol}$$

$$N_{\mathrm{O_2}} = \frac{m_{\mathrm{O_2}}}{M_{\mathrm{O_2}}} = \frac{4.40\ \mathrm{kg}}{32\ \mathrm{kg/kmol}} = 0.1375\ \mathrm{kmol}$$

$$N_{\mathrm{N_2}} = \frac{m_{\mathrm{N_2}}}{M_{\mathrm{N_2}}} = \frac{0.63\ \mathrm{kg}}{28\ \mathrm{kg/kmol}} = 0.0225\ \mathrm{kmol}$$

$$N_{\mathrm{S}} = \frac{m_{\mathrm{S}}}{M_{\mathrm{S}}} = \frac{0.89\ \mathrm{kg}}{32\ \mathrm{kg/kmol}} = 0.0278\ \mathrm{kmol}$$

La ceniza consiste en el material no combustible en el carbón. Por lo tanto, la masa del contenido de ceniza que entra a la cámara de combustión es igual al contenido másico que sale. Haciendo caso omiso, por simplicidad, de este componente no reactivo, la ecuación de combustión se puede escribir como

$$7.03\mathrm{C} + 0.945\mathrm{H_2} + 0.1375\mathrm{O_2} + 0.0225\mathrm{N_2} + 0.0278\mathrm{S} + a_{\mathrm{teó}}(\mathrm{O_2} + 3.76\mathrm{N_2}) \rightarrow x\mathrm{CO_2} + y\mathrm{H_2O} + z\mathrm{SO_2} + w\mathrm{N_2}$$

Realizando el balance de masa para los constituyentes, se obtiene

Balance C: $x = 7.03$
Balance H_2: $y = 0.945$
Balance S: $z = 0.0278$
Balance O_2: $0.1375 + a_{\mathrm{teó}} = x + 0.5y + z \quad \rightarrow \quad a_{\mathrm{teó}} = 7.393$
Balance N_2: $w = 0.0225 + 3.76a_{\mathrm{teó}} = 0.0225 + 3.76 \times 7.393 = 27.82$

Sustituyendo, la ecuación balanceada de combustión sin la ceniza resulta

$$7.03\mathrm{C} + 0.945\mathrm{H_2} + 0.1375\mathrm{O_2} + 0.0225\mathrm{N_2} + 0.0278\mathrm{S} + 7.393(\mathrm{O_2} + 3.76\mathrm{N_2}) \rightarrow 7.03\mathrm{CO_2} + 0.945\mathrm{H_2O} + 0.0278\mathrm{SO_2} + 27.82\mathrm{N_2}$$

Las fracciones molares de los gases producto se determinan como sigue:

$$N_{\mathrm{prod}} = 7.03 + 0.945 + 0.0278 + 27.82 = 35.82\ \mathrm{kmol}$$

$$y_{\mathrm{CO_2}} = \frac{N_{\mathrm{CO_2}}}{N_{\mathrm{prod}}} = \frac{7.03\ \mathrm{kmol}}{35.82\ \mathrm{kmol}} = \mathbf{0.1963}$$

$$y_{\mathrm{H_2O}} = \frac{N_{\mathrm{H_2O}}}{N_{\mathrm{prod}}} = \frac{0.945\ \mathrm{kmol}}{35.82\ \mathrm{kmol}} = \mathbf{0.02638}$$

$$y_{\mathrm{SO_2}} = \frac{N_{\mathrm{SO_2}}}{N_{\mathrm{prod}}} = \frac{0.0278\ \mathrm{kmol}}{35.82\ \mathrm{kmol}} = \mathbf{0.000776}$$

$$y_{\mathrm{N_2}} = \frac{N_{\mathrm{N_2}}}{N_{\mathrm{prod}}} = \frac{27.82\ \mathrm{kmol}}{35.82\ \mathrm{kmol}} = \mathbf{0.7767}$$

Entonces, la masa molar aparente de los gases producto resulta

$$M_{\text{prod}} = \frac{m_{\text{prod}}}{N_{\text{prod}}} = \frac{(7.03 \times 44 + 0.945 \times 18 + 0.0278 \times 64 + 27.82 \times 28)\text{kg}}{35.82\ \text{kmol}}$$
$$= \mathbf{30.9\ kg/kmol}$$

Finalmente, la relación másica aire-combustible se determina por definición como

$$\text{AC} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{combustible}}} = \frac{(7.393 \times 4.76\ \text{kmol})(29\ \text{kg/kmol})}{100\ \text{kg}} = \mathbf{10.2\ kg\ aire/kg\ combustible}$$

Es decir, se suministran 10.2 kg de aire por cada kg de carbón en el horno.

Comentario Podríamos también resolver este problema considerando sólo 1 kg de carbón, y obtener los mismos resultados. Pero tendríamos que manejar fracciones muy pequeñas en los cálculos en este caso.

EJEMPLO 15-3 Combustión de un combustible gaseoso con aire húmedo

Cierto gas natural tiene el siguiente análisis volumétrico: 72 por ciento de CH_4, 9 por ciento de H_2, 14 por ciento de N_2, 2 por ciento de O_2 y 3 por ciento de CO_2. Este gas se quema con la cantidad estequiométrica de aire que entra a la cámara de combustión a 20 °C, 1 atm y 80 por ciento de humedad relativa, como se indica en la figura 15-11. Suponga una combustión completa y una presión total de 1 atm, y determine la temperatura de punto de rocío de los productos.

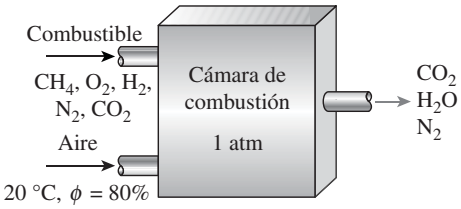


Figura 15-11
Esquema para el ejemplo 15-3.

Solución Un combustible gaseoso es quemado con la cantidad estequiométrica de aire húmedo. Se determinará la temperatura de punto de rocío de los productos.

Suposiciones **1** El combustible es quemado completamente y por lo tanto, todo el carbono en el combustible se quemará en CO_2 y todo el hidrógeno en H_2O. **2** El combustible es quemado con la cantidad estequiométrica de aire y así no habrá O_2 libre en los gases producidos. **3** Los gases de combustión son gases ideales.

Propiedades La presión de saturación del agua a 20 °C es 2.3392 kPa (tabla A-4).

Análisis Note que la humedad en el aire no reacciona con nada; simplemente se muestra como H_2O adicional en los productos. En consecuencia, por simplicidad se balanceará la ecuación de combustión usando aire seco y luego se agregará la humedad a ambos lados de la ecuación.

Considerando 1 kmol de combustible,

$$\overbrace{(0.72CH_4 + 0.09H_2 + 0.14N_2 + 0.02O_2 + 0.03CO_2)}^{\text{combustible}} + \overbrace{a_{\text{teó}}(O_2 + 3.76N_2)}^{\text{aire seco}} \rightarrow xCO_2 + yH_2O + zN_2$$

Los coeficientes desconocidos en la ecuación anterior se encuentran a partir de balances de masa en diversos elementos:

$$\text{C:} \quad 0.72 + 0.03 = x \quad \rightarrow \quad x = 0.75$$
$$\text{H:} \quad 0.72 \times 4 + 0.09 \times 2 = 2y \quad \rightarrow \quad y = 1.53$$
$$O_2\text{:} \quad 0.02 + 0.03 + a_{\text{teó}} = x + \frac{y}{2} \quad \rightarrow \quad a_{\text{teó}} = 1.465$$
$$N_2\text{:} \quad 0.14 + 3.76a_{\text{teó}} = z \quad \rightarrow \quad z = 5.648$$

Después se determina la cantidad de humedad que acompaña a $4.76a_{\text{teó}} = (4.76)(1.465) = 6.97$ kmol de aire seco. La presión parcial de la humedad en el aire es

$$P_{v,\text{aire}} = \phi_{\text{aire}} P_{\text{sat a 20 °C}} = (0.80)(2.3392 \text{ kPa}) = 1.871 \text{ kPa}$$

Si se supone un comportamiento de gas ideal, el número de moles de humedad en el aire es

$$N_{v,\text{aire}} = \left(\frac{P_{v,\text{aire}}}{P_{\text{total}}}\right) N_{\text{total}} = \left(\frac{1.871 \text{ kPa}}{101.325 \text{ kPa}}\right)(6.97 + N_{v,\text{aire}})$$

lo que produce

$$N_{v,\text{aire}} = 0.131 \text{ kmol}$$

La ecuación de combustión balanceada se obtiene al sustituir los coeficientes determinados antes y añadiendo 0.131 kmol de H_2O en ambos lados de la ecuación:

$$\overbrace{(0.72CH_4 + 0.09H_2 + 0.14N_2 + 0.02O_2 + 0.03CO_2)}^{\text{combustible}} + \overbrace{1.465(O_2 + 3.76N_2)}^{\text{aire seco}} + \overbrace{0.131H_2O}^{\text{humedad}} \rightarrow 0.75CO_2 + \overbrace{1.661H_2O}^{\text{humedad incluida}} + 5.648N_2$$

La temperatura de punto de rocío de los productos es la temperatura a la cual el vapor de agua en los productos empieza a condensarse cuando los productos se enfrían. También, en este caso, si se supone un comportamiento de gas ideal, la presión parcial del vapor de agua en los gases de combustión es

$$P_{v,\text{prod}} = \left(\frac{N_{v,\text{prod}}}{N_{\text{prod}}}\right) P_{\text{prod}} = \left(\frac{1.661 \text{ kmol}}{8.059 \text{ kmol}}\right)(101.325 \text{ kPa}) = 20.88 \text{ kPa}$$

Por lo tanto,

$$T_{\text{pr}} = T_{\text{sat a 20.88 kPa}} = \mathbf{60.9\ °C}$$

Comentario Si los procesos de combustión se realizaran con aire seco en lugar de aire húmedo, los productos contendrían menos humedad, y en este caso la temperatura de punto de rocío sería de 59.5 °C.

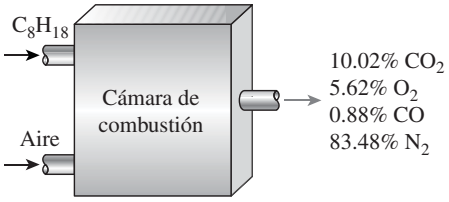


Figura 15-12
Esquema para el ejemplo 15-4.

EJEMPLO 15-4 Análisis inverso de combustión

Se quema octano (C_8H_{18}) con aire seco. El análisis volumétrico de los productos en una base seca es (Fig. 15-12)

CO_2:	10.02 por ciento
O_2:	5.62 por ciento
CO:	0.88 por ciento
N_2:	83.48 por ciento

Determine *a*) la relación aire-combustible, *b*) el porcentaje de aire teórico utilizado y *c*) la cantidad de H_2O que se condensa cuando los productos se enfrían hasta 25 °C a 100 kPa.

Solución Los productos de combustión cuya composición está dada se enfrían a 25 °C. Se desea determinar la AC, el porcentaje teórico de aire usado y la fracción de vapor de agua que se condensa.

Suposiciones Los gases de combustión son gases ideales.

Propiedades La presión de saturación del agua a 25 °C es 3.1698 kPa (tabla A-4).

Análisis Note que se conoce la composición relativa de los productos, pero no conocemos cuánto combustible o aire se usa durante el proceso de combustión. No obstante, éstos pueden determinarse a partir de los balances de masa. El H_2O en los gases de combustión comenzará a condensarse cuando la temperatura caiga a la temperatura de punto de rocío.

Para gases ideales, las fracciones de volumen son equivalentes a las fracciones molares. Si se considera 100 kmol de productos secos, por conveniencia, la ecuación de combustión se escribe como

$$x\mathrm{C_8H_{18}} + a(\mathrm{O_2} + 3.76\mathrm{N_2}) \rightarrow 10.02\mathrm{CO_2} + 0.88\mathrm{CO} + 5.62\mathrm{O_2} + 83.48\mathrm{N_2} + b\mathrm{H_2O}$$

Los coeficientes desconocidos *x*, *a* y *b* se determinan de los balances de masa:

$$\begin{aligned}
&\mathrm{N_2}: && 3.76a = 83.48 && \rightarrow && a = 22.20\\
&\mathrm{C}: && 8x = 10.02 + 0.88 && \rightarrow && x = 1.36\\
&\mathrm{H}: && 18x = 2b && \rightarrow && b = 12.24\\
&\mathrm{O_2}: && a = 10.02 + 0.44 + 5.62 + \frac{b}{2} && \rightarrow && 22.20 = 22.20
\end{aligned}$$

El balance de $\mathrm{O_2}$ no es necesario, aunque puede emplearse para verificar los valores obtenidos de los demás balances de masa, como se hizo antes. Al sustituir, se obtiene

$$1.36\mathrm{C_8H_{18}} + 22.2(\mathrm{O_2} + 3.76\mathrm{N_2}) \rightarrow 10.02\mathrm{CO_2} + 0.88\mathrm{CO} + 5.62\mathrm{O_2} + 83.48\mathrm{N_2} + 12.24\mathrm{H_2O}$$

La ecuación de combustión para 1 kmol de combustible se obtiene al dividir la ecuación anterior entre 1.36:

$$\mathrm{C_8H_{18}} + 16.32(\mathrm{O_2} + 3.76\mathrm{N_2}) \rightarrow 7.37\mathrm{CO_2} + 0.65\mathrm{CO} + 4.13\mathrm{O_2} + 61.38\mathrm{N_2} + 9\mathrm{H_2O}$$

a) La relación aire-combustible se determina tomando la proporción entre la masa del aire y la masa del combustible (Ec. 15-3):

$$\mathrm{AC} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{comb}}} = \frac{(16.32 \times 4.76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{(8 \text{ kmol})(12 \text{ kg/kmol}) + (9 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol})}$$

$$= \mathbf{19.76 \text{ kg aire/kg combustible}}$$

b) Para encontrar el porcentaje de aire teórico utilizado se necesita conocer la cantidad teórica de aire, que se determina con la ecuación de combustión teórica del combustible:

$$\mathrm{C_8H_{18}} + a_{\text{teó}}(\mathrm{O_2} + 3.76\mathrm{N_2}) \rightarrow 8\mathrm{CO_2} + 9\mathrm{H_2O} + 3.76a_{\text{teó}}\mathrm{N_2}$$

$$\mathrm{O_2}: \qquad a_{\text{teó}} = 8 + 4.5 \rightarrow a_{\text{teó}} = 12.5$$

Entonces,

$$\text{Porcentaje de aire teórico} = \frac{m_{\text{aire,act}}}{m_{\text{aire,teó}}} = \frac{N_{\text{aire,act}}}{N_{\text{aire,teó}}}$$

$$= \frac{(16.32)(4.76) \text{ kmol}}{(12.50)(4.76) \text{ kmol}}$$

$$= \mathbf{131 \text{ por ciento}}$$

Es decir, se empleó 31 por ciento del exceso de aire durante este proceso de combustión. Observe que un poco de carbono formó monóxido de carbono aun cuando había mucho más oxígeno que el necesario para la combustión completa.

c) Para cada kmol de combustible quemado se forma 7.37 + 0.65 + 4.13 + 61.38 + 9 = 82.53 kmol de producto, incluyendo 9 kmol de $\mathrm{H_2O}$. Si se supone que la temperatura de punto de rocío de los productos es mayor a 25 °C, un poco de vapor de agua se condensará cuando los productos se enfrían hasta 25 °C. Si N_w kmol de $\mathrm{H_2O}$ se condensa, se dejarán $(9 - N_w)$ kmol de vapor de agua en los productos. Resultará que el número de moles de los productos en la fase gaseosa también disminuirá a $82.53 - N_w$. Si se trata a los gases producidos (incluyendo el vapor de agua remanente) como gases ideales, N_w se determina igualando la fracción molar de vapor de agua con su fracción de presión:

$$\frac{N_v}{N_{\text{prod,gas}}} = \frac{P_v}{P_{\text{prod}}}$$

$$\frac{9 - N_w}{82.53 - N_w} = \frac{3.1698 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}}$$

$$N_w = \mathbf{6.59 \text{ kmol}}$$

Por lo tanto, la mayor parte del vapor de agua en los productos (73 por ciento de él) se condensará cuando los gases producto se enfríen hasta 25 °C.

15-3 ▪ Entalpía de formación y entalpía de combustión

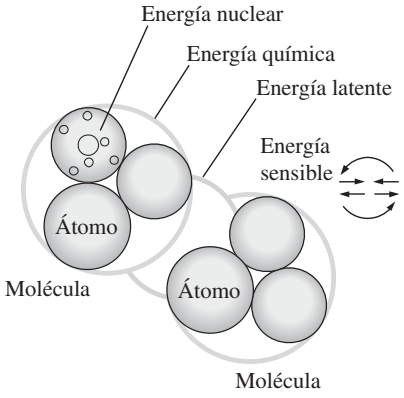


Figura 15-13

La forma microscópica de la energía de una sustancia se compone de las energías sensible, latente, química y nuclear.

En el capítulo 2 se mencionó que las moléculas de un sistema poseen energía en diversas formas, como la *energía sensible* y la *latente* (asociadas a un cambio de estado), la *energía química* (relativa a la estructura molecular) y la *energía nuclear* (vinculada con la estructura atómica), como se ilustra en la figura 15-13. En este texto no interesa tratar con la energía nuclear. Hasta ahora, también se ha ignorado la energía química, puesto que los sistemas considerados en los capítulos anteriores no incluían cambios en su estructura química y, en consecuencia, ningún cambio en la energía química. Por consiguiente, todo lo que se necesitaba considerar eran las energías sensible y latente.

Durante una reacción química se rompen algunos de los enlaces químicos que unen a los átomos en las moléculas y se forman otros nuevos. En general, la energía química asociada a estos enlaces es diferente para los reactivos y los productos. Por lo tanto, un proceso que implica reacciones químicas implicará cambios en las energías químicas, los cuales deben tomarse en cuenta en un balance de energía (Fig. 15-14). Si se supone que los átomos de cada reactivo permanecen intactos (sin reacciones nucleares) y se ignora cualquier cambio en las energías cinética y potencial, el cambio de energía de un sistema durante una reacción química se deberá a un cambio en el estado, y a un cambio en la composición química. Es decir,

$$\Delta E_{\text{sis}} = \Delta E_{\text{estado}} + \Delta E_{\text{química}} \qquad \textbf{(15-4)}$$

Por consiguiente, cuando los productos formados durante una reacción química salen de la cámara de reacción en el estado de entrada de los reactivos, se tiene $\Delta E_{\text{estado}} = 0$ y, en este caso, el cambio de energía del sistema se debe tan sólo a los cambios de su composición química.

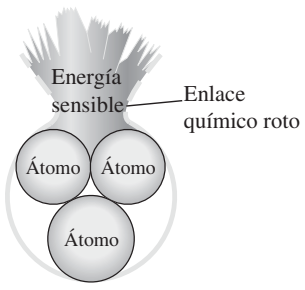


Figura 15-14

Cuando durante un proceso de combustión se destruyen los enlaces químicos existentes y se forman otros nuevos, casi siempre se absorbe o se libera una gran cantidad de energía sensible.

La termodinámica se ocupa de los *cambios* en la energía de un sistema durante un proceso, y no de los valores de energía en los estados particulares. Por lo tanto, se puede elegir cualquier estado como el estado de referencia y asignar un valor cero a la energía interna o entalpía de una sustancia en ese estado. Cuando un proceso no implica cambios en la composición química, el estado de referencia elegido no tiene efecto en los resultados. Sin embargo, cuando los procesos implican reacciones químicas, la composición del sistema al final de un proceso ya no es la misma que al inicio del mismo. En este caso es necesario tener un estado de referencia común para todas las sustancias. El estado de referencia elegido es 25 °C (77 °F) y 1 atm, que se conoce como **estado de referencia estándar**. Los valores de las propiedades en el estado de referencia estándar se indican mediante un superíndice (°) (como $h°$ y $u°$).

Cuando se analicen sistemas reactivos, se deben emplear valores de propiedades relativos al estado de referencia estándar. Sin embargo, no es necesario preparar un nuevo conjunto de tablas de propiedades para este propósito. Se

pueden emplear las tablas existentes restando los valores de las propiedades en el estado de referencia estándar de los valores en el estado especificado. La entalpía de gas ideal de N_2 a 500 K relativo al estado de referencia estándar, por ejemplo, es $\bar{h}_{500\,K} - \bar{h}^\circ = 14\,581 - 8\,669 = 5\,912$ kJ/kmol.

Considere la formación de CO_2 a partir de sus elementos, carbono y oxígeno, durante un proceso de combustión de flujo estacionario (Fig. 15-15). Tanto el carbono como el oxígeno entran a la cámara de combustión a 25 °C y 1 atm. El CO_2 formado durante este proceso abandona también la cámara de combustión a 25 °C y 1 atm. La combustión de carbono es una *reacción exotérmica* (una reacción durante la cual la energía química se libera en forma de calor). Por lo tanto, durante este proceso una cierta cantidad de calor se transferirá de la cámara de combustión a los alrededores, la cual equivale a 393 520 kJ/kmol del CO_2 formado. (Cuando uno trabaja con reacciones químicas, es más conveniente hacerlo con cantidades por unidad de mol que por unidad de tiempo, incluso en procesos de flujo estacionario.)

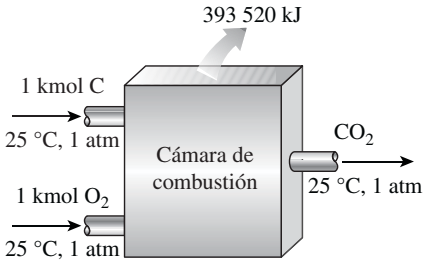


Figura 15-15
La formación de CO_2 durante un proceso de combustión de flujo estacionario a 25 °C y 1 atm.

El proceso que acaba de describirse no incluye interacciones de trabajo. De este modo, de acuerdo con la relación de balance de energía para flujo estacionario, la transferencia de calor durante este proceso debe ser igual a la diferencia entre la entalpía de los productos y la entalpía de los reactivos. Es decir,

$$Q = H_{prod} - H_{react} = -393\,520 \text{ kJ/kmol} \qquad \textbf{(15-5)}$$

Puesto que ambos, los reactivos y los productos, están en el mismo estado, el cambio de entalpía durante este proceso se debe únicamente a los cambios en la composición química del sistema. Este cambio de entalpía será distinto para diferentes reacciones, y sería deseable tener una propiedad que representara los cambios en la energía química durante una reacción. Esta propiedad es la **entalpía de reacción** h_R, que se define como *la diferencia entre la entalpía de los productos en un estado específicado y la entalpía de los reactivos en el mismo estado para una reacción completa.*

En los procesos de combustión, la entalpía de reacción suele conocerse como la **entalpía de combustión** h_C, la cual representa la cantidad de calor liberado durante un proceso de combustión de flujo estacionario cuando 1 kmol (o 1 kg) de combustible se quema por completo a una temperatura y presión especificadas (Fig. 15-16). Esto se expresa así:

$$h_R = h_C = H_{prod} - H_{react} \qquad \textbf{(15-6)}$$

la cual es −393 520 kJ/kmol para el carbono en el estado de referencia estándar. La entalpía de combustión de un combustible particular será distinta a diferentes temperaturas y presiones.

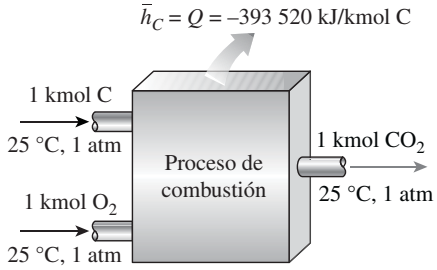


Figura 15-16
La entalpía de combustión representa la cantidad de energía liberada cuando un combustible se quema durante un proceso de flujo estacionario a un estado especificado.

Es claro que la entalpía de combustión es una propiedad muy útil en el análisis de los procesos de quema de combustibles. Sin embargo, hay tantos diferentes combustibles y mezclas de combustibles que no es práctico hacer una lista de los valores de h_C para todos los casos posibles. Además, la entalpía de combustión no es muy útil cuando la combustión es incompleta. Así un planteamiento más práctico sería tener una propiedad fundamental para representar la energía química de un elemento o un compuesto en algún estado de referencia. Esta propiedad es la **entalpía de formación** $\bar{h}_f$, la cual puede considerarse como *la entalpía de una sustancia en un estado especificado debida a su composición química.*

Para establecer un punto de inicio, se asigna a la entalpía de formación de todos los elementos estables (como O_2, N_2, H_2 y C) un valor cero en el estado de referencia estándar de 25 °C y 1 atm. Es decir, $\bar{h}_f = 0$ para todos los elementos estables. (Esto no es diferente de asignar a la energía interna de agua líquida saturada un valor de cero a 0.01 °C.) Quizá deba aclararse lo que se entiende por *estable*. La forma estable de un elemento es la forma químí-

camente estable de ese elemento a 25 °C y 1 atm. El nitrógeno, por ejemplo, existe en forma diatómica (N_2) a 25 °C y 1 atm. Por lo tanto, la forma estable del nitrógeno en el estado de referencia estándar es nitrógeno diatómico N_2, no nitrógeno monoatómico N. Si un elemento existe en más de una forma estable a 25 °C y 1 atm, una de las formas debe especificarse como la forma estable. Para el carbono, por ejemplo, se supone que la forma estable es el grafito, no el diamante.

Reconsidere ahora la formación de CO_2 (un compuesto) a partir de sus elementos C y O_2 a 25 °C y 1 atm durante un proceso de flujo estacionario. Se determinó que el cambio de entalpía durante este proceso es −393 520 kJ/kmol. Pero $H_{\text{react}} = 0$ puesto que ambos reactivos son elementos en el estado de referencia estándar, y los productos se componen de 1 kmol de CO_2 en el mismo estado. En consecuencia, la entalpía de formación del CO_2 en el estado de referencia estándar es −393 520 kJ/kmol (Fig. 15-17). Es decir,

$$\bar{h}^\circ_{f,\text{CO}_2} = -393\,520 \text{ kJ/kmol}$$

El signo negativo se debe al hecho de que la entalpía de 1 kmol de CO_2 a 25 °C y 1 atm es 393 520 kJ menos que la entalpía de 1 kmol de C y 1 kmol de O_2 en el mismo estado. En otras palabras, 393 520 kJ de energía química se liberan (salen del sistema como calor) cuando C y O_2 se combinan para formar 1 kmol de CO_2. En consecuencia, una entalpía de formación negativa para un compuesto indica que se libera calor durante la formación de ese compuesto a partir de sus elementos estables. Un valor positivo indica que se absorbe calor.

Observe que se proporcionan dos valores de $\bar{h}^\circ_f$ para el H_2O en la tabla A-26, uno para el agua líquida y el otro para el vapor de agua. Esto se debe a que ambas fases del H_2O se encuentran a 25 °C, y el efecto de la presión en la entalpía de formación es pequeño. (Observe que bajo condiciones de equilibrio, el agua existe sólo como líquido a 25 °C *y* 1 atm.) La diferencia entre las dos entalpías de formación es igual a la h_{fg} de agua a 25 °C, que es de 2 441.7 kJ/kg o 44 000 kJ/kmol.

Otro término empleado en conjunto con la combustión de combustibles es el **poder calorífico** del combustible, que se define como la cantidad de calor liberado cuando un combustible se quema por completo en un proceso de flujo estacionario y los productos vuelven al estado de los reactivos. En otras palabras, el poder calorífico de un combustible es igual al valor absoluto de la entalpía de combustión del combustible. Es decir,

$$\text{Poder calorífico} = |h_C| \qquad \text{(kJ/kg combustible)}$$

El poder calorífico depende de la *fase* del H_2O en los productos. El poder calorífico recibe el nombre de **poder calorífico superior** (*PCS* o *HHV* por sus siglas en inglés *higher heating value*) cuando el H_2O en los productos está en forma líquida, y se llama **poder calorífico inferior** (*PCI* o *LHV* por sus siglas en inglés, *lower heating value*) cuando el H_2O en los productos está en forma de vapor (Fig. 15-18). Los dos poderes caloríficos se relacionan por medio de:

$$\text{PCS} = \text{PCI} + (mh_{fg})_{\text{H}_2\text{O}} \qquad \text{(kJ/kg combustible)} \qquad \textbf{(15-7)}$$

donde m es la masa de H_2O en los productos por unidad de masa de combustible y h_{fg} es la entalpía de vaporización del agua a la temperatura especificada. En la tabla A-27 se proporcionan ambos poderes caloríficos, superior e inferior, de combustibles utilizados comúnmente.

El poder calorífico o entalpía de combustión de un combustible puede determinarse a partir de conocer la entalpía de formación para los compuestos implicados. Esto se ilustra con el siguiente ejemplo.

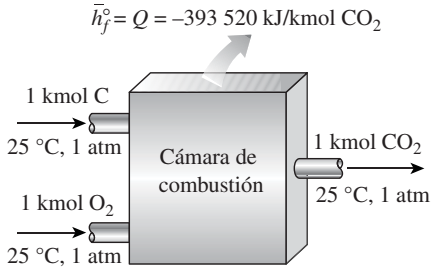


Figura 15-17

La entalpía de formación de un compuesto representa la cantidad de energía absorbida o liberada cuando el componente se forma a partir de sus elementos estables durante un proceso de flujo estacionario a un estado específico.

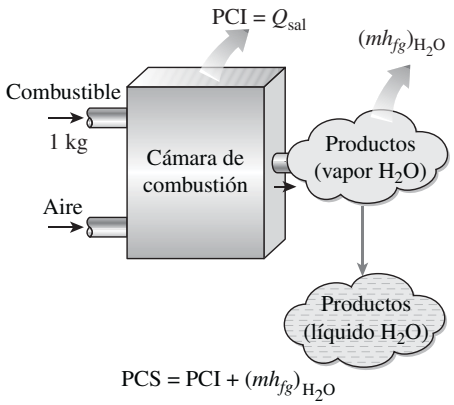


Figura 15-18

El poder calorífico superior de un combustible es igual a la suma del poder calorífico inferior del combustible y el calor latente de vaporización del H_2O en los productos.

EJEMPLO 15-5 Evaluación de la entalpía de combustión

Determine la entalpía de combustión del octano líquido (C_8H_{18}) a 25 °C y 1 atm, utilizando los datos de entalpía de formación de la tabla A-26. Suponga que el agua en los productos está en forma líquida.

Solución Se debe determinar la entalpía de combustión de un combustible utilizando datos de entalpía de formación.

Propiedades La entalpía de formación a 25 °C y 1 atm es −393 520 kJ/kmol para el CO_2, −285 830 kJ/kmol para el H_2O (ℓ) y −249 950 kJ/kmol para el $C_8H_{18}(\ell)$ (tabla A-26).

Análisis La combustión de C_8H_{18} se ilustra en la figura 15-19. La ecuación estequiométrica para esta reacción es

$$C_8H_{18} + a_{\text{teó}}(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O(\ell) + 3.76a_{\text{teó}}N_2$$

Tanto los reactivos como los productos están en el estado de referencia estándar de 25 °C y 1 atm. Además, N_2 y O_2 son elementos estables, por lo que su entalpía de formación es cero. En ese caso la entalpía de combustión del C_8H_{18} se transforma en (Ec. 15-6)

$$\begin{aligned}\bar{h}_C &= H_{\text{prod}} - H_{\text{react}} \\ &= \sum N_p \bar{h}^\circ_{f,p} - \sum N_r \bar{h}^\circ_{f,r} = (N\bar{h}^\circ_f)_{CO_2} + (N\bar{h}^\circ_f)_{H_2O} - (N\bar{h}^\circ_f)_{C_8H_{18}}\end{aligned}$$

Al sustituir,

$$\begin{aligned}\bar{h}_C &= (8\text{ kmol})(-393\,520\text{ kJ/kmol}) + (9\text{ kmol})(-285\,830\text{ kJ/kmol}) \\ &\quad -(1\text{ kmol})(-249\,950\text{ kJ/kmol}) \\ &= \mathbf{-5\,471\,000\text{ kJ/kmol } C_8H_{18} = -47\,891\text{ kJ/kg } C_8H_{18}}\end{aligned}$$

lo cual es prácticamente idéntico al valor de 47 890 kJ/kg en la tabla A-27. Dado que se supone que el agua en los productos estará en la fase líquida, este valor h_C corresponde al PCS del C_8H_{18}.

Comentario Se puede demostrar que el resultado para octano gaseoso es −5 512 200 kJ/kmol o −48 255 kJ/kg.

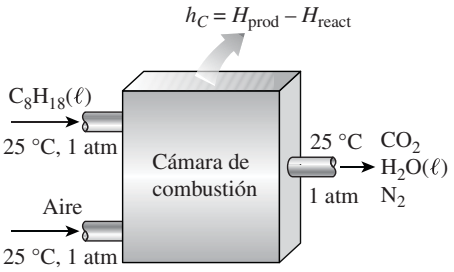


Figura 15-19
Esquema para el ejemplo 15-5.

Cuando se conoce la composición exacta del combustible, su *entalpía de combustión* se determina empleando los datos de la entalpía de formación como se mostró antes. Pero para combustibles con considerables variaciones en la composición dependiendo de la fuente, como el carbón mineral, el gas natural y el combustóleo, es más práctico determinar su entalpía de combustión de modo experimental quemándolo directamente en una bomba calorimétrica a volumen constante o en un dispositivo de flujo estacionario.

15-4 ▪ Análisis de sistemas reactivos con base en la primera ley

El balance de energía (o primera ley) desarrollado en los capítulos 4 y 5 es aplicable por igual a sistemas reactivos y no reactivos. Sin embargo, los sistemas químicamente reactivos implican cambios en su energía química y, en consecuencia, resulta más conveniente reescribir las relaciones de balance y energía en forma tal que los cambios en las energías químicas se expresen de modo explícito, lo que se hace en esta sección primero para sistemas de flujo estacionario, y luego para sistemas cerrados.

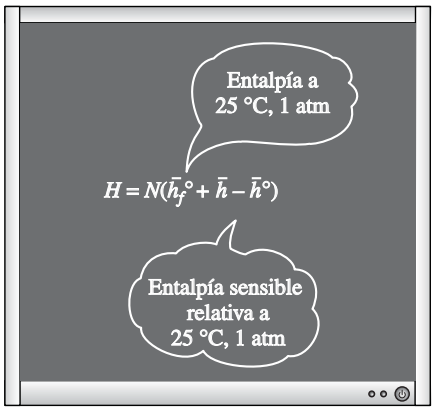


Figura 15-20

La entalpía de un componente químico a un estado especificado es la suma de la entalpía del componente a 25 °C, 1 atm (h_f°), y la entalpía sensible del componente relativa a 25 °C y 1 atm.

Sistemas de flujo estacionario

Antes de escribir la relación del balance de energía, es necesario expresar la entalpía de un componente en una forma conveniente para su uso en sistemas reactivos. Es decir, se necesita expresar la entalpía de tal manera que sea relativa al estado de referencia estándar y que el término de la energía química aparezca explícitamente. Cuando se expresa de manera adecuada, el término de entalpía debe reducirse a la entalpía de formación $\bar{h}_f^\circ$ en el estado de referencia estándar. Con esto en mente, se expresa la entalpía de un componente por unidad de mol como (Fig. 15-20)

$$\text{Entalpía} = \bar{h}_f^\circ + (\bar{h} - \bar{h}^\circ) \qquad \text{(kJ/kmol)}$$

donde el término entre paréntesis representa la entalpía sensible relativa al estado de referencia estándar, que es la diferencia entre $\bar{h}$ (la entalpía sensible en el estado especificado) y $\bar{h}^\circ$ (la entalpía sensible en el estado de referencia estándar de 25 °C y 1 atm). Esta definición permite utilizar valores de entalpía de las tablas sin que importe el estado de referencia utilizado en la construcción de las tablas.

Cuando los cambios de energías cinética y potencial son insignificantes, la relación de balance de energía para un sistema de flujo estacionario $\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$ se puede expresar para un *sistema de flujo estacionario químicamente reactivo* más explícitamente como

$$\underbrace{\dot{Q}_{\text{ent}} + \dot{W}_{\text{ent}} + \sum \dot{n}_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de energía hacia el} \\ \text{sistema por el calor, el trabajo y la masa}}} = \underbrace{\dot{Q}_{\text{sal}} + \dot{W}_{\text{sal}} + \sum \dot{n}_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de energía fuera del} \\ \text{sistema por el calor, el trabajo y la masa}}} \qquad \textbf{(15-8)}$$

donde $\dot{n}_p$ y $\dot{n}_r$ representan las razones de flujo molares del producto p y el reactivo r, respectivamente.

En el análisis de combustión conviene más trabajar con cantidades expresadas *por mol de combustible*. Tal relación se obtiene al dividir cada término de la ecuación anterior entre la razón de flujo molar del combustible, produciendo

$$\underbrace{Q_{\text{ent}} + W_{\text{ent}} + \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía hacia el sistema} \\ \text{por mol de combustible mediante} \\ \text{el calor, el trabajo y la masa}}} = \underbrace{Q_{\text{sal}} + W_{\text{sal}} + \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía fuera del} \\ \text{sistema por mol de combustible mediante} \\ \text{el calor, el trabajo y la masa}}} \qquad \textbf{(15-9)}$$

donde N_r y N_p representan el número de moles del reactivo r y el producto p, respectivamente, por mol de combustible. Observe que $N_r = 1$ para el combustible, y que los otros valores de N_r y N_p pueden sacarse directamente de la ecuación de combustión balanceada. Considerando la transferencia de calor *hacia* el sistema y el trabajo realizado *por* el sistema como cantidades *positivas*, la relación de balance de energía anterior se expresa de una manera más compacta como

$$Q - W = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p - \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \qquad \textbf{(15-10)}$$

o como

$$Q - W = H_{\text{prod}} - H_{\text{reacc}} \qquad \text{(kJ/kmol combustible)} \qquad \textbf{(15-11)}$$

donde

$$H_{\text{prod}} = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p \qquad \text{(kJ/kmol combustible)}$$

$$H_{\text{reacc}} = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \qquad \text{(kJ/kmol combustible)}$$

Si se dispone de la entalpía de combustión $\bar{h}_C^\circ$ para una reacción particular, la ecuación de energía de flujo estacionario por mol de combustible se expresa

$$Q - W = \bar{h}_C^\circ + \sum N_p(\bar{h} - \bar{h}^\circ)_p - \sum N_r(\bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \qquad \text{(kJ/kmol)} \qquad \textbf{(15-12)}$$

Las anteriores relaciones de balance de energía se escriben a veces sin el término de trabajo, pues la mayor parte de los procesos de combustión de flujo estacionario no implican ninguna interacción de este tipo.

Una cámara de combustión generalmente involucra salida de calor pero no entrada de calor. Entonces el balance de energía para *un proceso típico de combustión de flujo estacionario* se convierte en

$$Q_{\text{sal}} = \underbrace{\sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r}_{\substack{\text{Energía hacia el sistema mediante} \\ \text{la masa por mol de combustible}}} - \underbrace{\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p}_{\substack{\text{Energía fuera del sistema mediante} \\ \text{la masa por mol de combustible}}} \quad \textbf{(15-13)}$$

Esto expresa que la salida de calor durante un proceso de combustión simplemente es la diferencia entre la energía de los reactivos que entran y la energía de los productos que dejan la cámara de combustión.

Sistemas cerrados

La relación general de balance de energía para un sistema cerrado $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$ se expresa para un *sistema cerrado químicamente reactivo* en reposo como

$$(Q_{\text{ent}} - Q_{\text{sal}}) + (W_{\text{ent}} - W_{\text{sal}}) = U_{\text{prod}} - U_{\text{react}} \qquad \text{(kJ/kmol combustible)} \quad \textbf{(15-14)}$$

donde U_{prod} representa la energía interna de todos los productos, y U_{react} es la energía interna de los reactivos. Para evitar el uso de otra propiedad —*la energía interna de formación* $\bar{u}_f^\circ$— se utiliza la definición de entalpía ($\bar{u} = \bar{h} - P\bar{v}$ o $\bar{u}_f^\circ + \bar{u} - \bar{u}^\circ = \bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v}$) y se expresa la ecuación anterior como (Fig. 15-21):

$$Q - W = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_p - \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_r \quad \textbf{(15-15)}$$

donde hemos tomado la transferencia de calor *hacia* el sistema y el trabajo realizado *por* el sistema como cantidades *positivas*. Los términos $P\bar{v}$ son insignificantes para sólidos y líquidos y pueden sustituirse por R_uT para gases que se comportan como un gas ideal. También, si se desea, los términos $\bar{h} - P\bar{v}$ en la ecuación 15-15 pueden sustituirse por $\bar{u}$.

El término de trabajo en la ecuación 15-15 representa todas las formas de trabajo, incluyendo el trabajo de frontera. En el capítulo 4 se mostró que $\Delta U + W_b = \Delta H$ para sistemas cerrados no reactivos sometidos a un proceso de expansión o compresión a P = constante en cuasiequilibrio. Éste también es el caso para los sistemas químicamente reactivos.

Existen varias consideraciones importantes en el análisis de sistemas reactivos. Por ejemplo, se necesita conocer si el combustible es un sólido, un líquido o un gas, pues la entalpía de formación $\bar{h}_f^\circ$ de un combustible depende de la fase del combustible. También es necesario conocer el estado del combustible cuando entra a la cámara de combustión para determinar su entalpía. En especial para los cálculos de entropía es importante saber si el combustible y el aire entran a la cámara de combustión premezclados o separadamente. Cuando se enfrían los productos de combustión hasta temperaturas bajas, se debe considerar la posibilidad de condensación de una parte del vapor de agua en los gases producto.

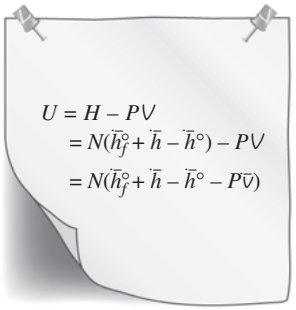


Figura 15-21
Una expresión para la energía interna de un componente químico en términos de la entalpía.

EJEMPLO 15-6 Análisis de combustión de flujo estacionario con base en la primera ley

En una cámara de combustión entra propano líquido (C_3H_8) a 25 °C y a una tasa de 0.05 kg/min, donde se mezcla y quema con 50 por ciento de exceso de aire que entra a la cámara de combustión a 7 °C, como se indica en la figura 15-22. Un análisis de los gases de combustión revela que todo el hidrógeno en el combustible se convierte en H_2O pero sólo 90 por ciento del carbono se

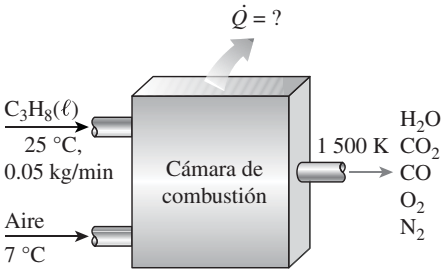


Figura 15-22
Esquema para el ejemplo 15-6.

quema en CO_2, con el restante 10 por ciento formando CO. Si la temperatura de salida de los gases de combustión es 1 500 K, determine *a*) el flujo másico del aire y *b*) la tasa de transferencia de calor de la cámara de combustión.

Solución Propano líquido se quema de manera estacionaria con exceso de aire. Se busca determinar el flujo másico de aire y la tasa de transferencia de calor.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** El aire y los gases de combustión son gases ideales. **3** Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Note que todo el hidrógeno en el combustible se quema en H_2O pero 10 por ciento del carbono se quema de manera incompleta y forma CO. Además, el combustible es quemado con exceso de aire y por lo tanto existirá una cierta cantidad de O_2 libre en los gases producto.

La cantidad teórica de aire está determinada a partir de la reacción estequiométrica como

$$C_3H_8(\ell) + a_{\text{teó}}(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 3CO_2 + 4H_2O + 3.76a_{\text{teó}}N_2$$

Balance de O_2 : $a_{\text{teó}} = 3 + 2 = 5$

En ese caso, la ecuación balanceada para el proceso de combustión real con 50 por ciento de exceso de aire y un poco de CO en los productos se convierte en

$$C_3H_8(\ell) + 7.5(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 2.7CO_2 + 0.3CO + 4H_2O + 2.65O_2 + 28.2N_2$$

a) La relación aire-combustible para este proceso de combustión es

$$\text{AC} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{comb}}} = \frac{(7.5 \times 4.76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{(3 \text{ kmol})(12 \text{ kg/kmol}) + (4 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol})}$$
$$= 25.53 \text{ kg aire/kg de combustible}$$

Por ende,

$$\dot{m}_{\text{aire}} = (\text{AC})(\dot{m}_{\text{combustible}})$$
$$= (23.53 \text{ kg aire/kg combustible})(0.05 \text{ kg combustible/min})$$
$$= \mathbf{1.18 \text{ kg aire/min}}$$

b) La transferencia de calor para este proceso de combustión de flujo estacionario se determina a partir del balance de energía de flujo estacionario $E_{\text{salida}} = E_{\text{entrada}}$ aplicado sobre la cámara de combustión por unidad de mol de combustible,

$$Q_{\text{sal}} + \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r$$

o

$$Q_{\text{sal}} = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r - \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p$$

Si se supone que el aire y los productos de combustión serán gases ideales, se tiene que $h = h(T)$, y empleando datos de las tablas de propiedades se forma la siguiente minitabla:

Sustancia	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{h}_{280\text{ K}}$ kJ/kmol	$\bar{h}_{298\text{ K}}$ kJ/kmol	$\bar{h}_{1\,500\text{ K}}$ kJ/kmol
$C_3H_8(\ell)$	−118 910	—	—	—
O_2	0	8 150	8 682	49 292
N_2	0	8 141	8 669	47 073
$H_2O(g)$	−241 820	—	9 904	57 999
CO_2	−393 520	—	9 364	71 078
CO	−110 530	—	8 669	47 517

La $\bar{h}_f^\circ$ del propano líquido se obtiene restando la $\bar{h}_{fg}$ de propano a 25 °C de la $\bar{h}_f^\circ$ del gas propano. La sustitución produce

$$\begin{aligned}
Q_{\text{sal}} = {} & (1\ \text{kmol}\ C_3H_8)[(-118\,910 + h_{298} - h_{298})\ \text{kJ/kmol}\ C_3H_8] \\
& + (7.5\ \text{kmol}\ O_2)[(0 + 8\,150 - 8\,682)\ \text{kJ/kmol}\ O_2] \\
& + (28.2\ \text{kmol}\ N_2)[(0 + 8\,141 - 8\,669)\ \text{kJ/kmol}\ N_2] \\
& - (2.7\ \text{kmol}\ CO_2)[(-393\,520 + 71\,078 - 9\,364)\ \text{kJ/kmol}\ CO_2] \\
& - (0.3\ \text{kmol CO})[(-110\,530 + 47\,517 - 8\,669)\ \text{kJ/kmol CO}] \\
& - (4\ \text{kmol}\ H_2O)[(-241\,820 + 57\,999 - 9\,904)\ \text{kJ/kmol}\ H_2O] \\
& - (2.65\ \text{kmol}\ O_2)[(0 + 49\,292 - 8\,682)\ \text{kJ/kmol}\ O_2] \\
& - (28.2\ \text{kmol}\ N_2)[(0 + 47\,073 - 8\,669)\ \text{kJ/kmol}\ N_2] \\
= {} & 363\,880\ \text{kJ/kmol de}\ C_3H_8
\end{aligned}$$

De este modo, 363 880 kJ de calor se transfieren desde la cámara de combustión por cada kmol (44 kg) de propano. Esto corresponde a 363 880/44 = 8 270 kJ de calor perdido por kilogramo de propano. Así, la tasa de transferencia de calor para un flujo másico de 0.05 kg/min para el propano es

$$\dot{Q}_{\text{sal}} = \dot{m} q_{\text{sal}} = (0.05\ \text{kg/min})(8\,270\ \text{kJ/kg}) = 413.5\ \text{kJ/min} = \mathbf{6.89\ kW}$$

EJEMPLO 15-7 Análisis de la combustión en una bomba con base en la primera ley

El recipiente de volumen constante que se ilustra en la figura 15-23 contiene 1 lbmol de gas metano (CH_4) y 3 lbmol de O_2 a 77 °F y 1 atm. Los contenidos del recipiente se encienden y el gas metano se quema por completo. Si la temperatura final es de 1 800 R, determine *a*) la presión final en el recipiente y *b*) la transferencia de calor durante este proceso.

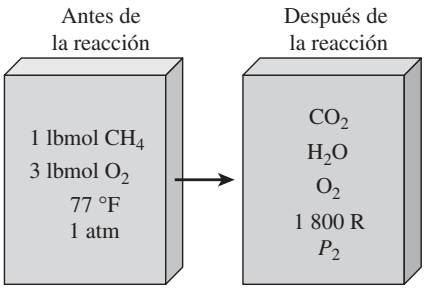


Figura 15-23
Esquema para el ejemplo 15-7.

Solución El metano se quema en un recipiente rígido. Hay que determinar la presión en el recipiente después de la combustión y la transferencia de calor.

Suposiciones **1** El combustible se quema completamente y por ello todo el carbono en el combustible se quema en CO_2 y todo el hidrógeno lo hace en H_2O. **2** El combustible, el aire y los gases de combustión son gases ideales. **3** Las energías cinética y potencial son insignificantes. **4** No se involucran interacciones de trabajo.

Análisis La ecuación de combustión balanceada es

$$CH_4(g) + 3O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O + O_2$$

a) A una temperatura de 1 800 R, el agua existe en la fase gaseosa. Suponga que tanto los reactivos como los productos son gases ideales, y que la presión final en el recipiente es

$$\left.\begin{aligned} P_{\text{react}}V &= N_{\text{react}}R_u T_{\text{react}} \\ P_{\text{prod}}V &= N_{\text{prod}}R_u T_{\text{prod}} \end{aligned}\right\} \quad P_{\text{prod}} = P_{\text{react}}\left(\frac{N_{\text{prod}}}{N_{\text{react}}}\right)\left(\frac{T_{\text{prod}}}{T_{\text{react}}}\right)$$

Si se sustituye se obtiene

$$P_{\text{prod}} = (1\ \text{atm})\left(\frac{4\ \text{lbmol}}{4\ \text{lbmol}}\right)\left(\frac{1\,800\ \text{R}}{537\ \text{R}}\right) = \mathbf{3.35\ atm}$$

b) Si se observa que el proceso no involucra interacciones de trabajo, la transferencia de calor durante este proceso de combustión a volumen constante puede determinarse a partir del balance de energía $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$ aplicado al recipiente

$$-Q_{\text{sal}} = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_p - \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_r$$

Puesto que a los reactivos y a los productos se les considera gases ideales, toda la energía interna y las entalpías dependen tan sólo de la temperatura, y los términos $P\bar{v}$ en esta ecuación pueden reemplazarse por R_uT. Esto da como resultado,

$$Q_{\text{sal}} = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ - R_uT)_r - \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h}_{1\,800\text{ R}} - \bar{h}_{537\text{ R}} - R_uT)_p$$

puesto que los reactivos están a la temperatura de referencia estándar de 537 R. De la tabla de $\bar{h}_f^\circ$ y las tablas de gases ideales, en el apéndice,

Sustancia	$\bar{h}_f^\circ$ Btu/lbmol	$\bar{h}_{537\text{ R}}$ Btu/lbmol	$\bar{h}_{1\,800\text{ R}}$ Btu/lbmol
CH_4	−32 210	—	—
O_2	0	3 725.1	13 485.8
CO_2	−169 300	4 027.5	18 391.5
$H_2O(g)$	−104 040	4 258.0	15 433.0

Si se sustituye, se tiene

$$\begin{aligned}
Q_{\text{sal}} = {} & (1\text{ lbmol }CH_4)[(-32\,210 - 1.986 \times 537)\text{ Btu/lbmol }CH_4] \\
& + (3\text{ lbmol }O_2)[(0 - 1.986 \times 537)\text{ Btu/lbmol }O_2] \\
& - (1\text{ lbmol }CO_2)[(-169\,300 + 18\,391.5 - 4\,027.5 - 1.986 \times 1\,800) \\
& \quad \text{Btu/lbmol }CO_2] \\
& - (2\text{ lbmol }H_2O)[(-104\,040 + 15\,433.0 - 4\,258.0 - 1.986 \times 1\,800) \\
& \quad \text{Btu/lbmol }H_2O] \\
& - (1\text{ lbmol }O_2)[(0 + 13\,485.8 - 3\,725.1 - 1.986 \times 1\,800)\text{ Btu/lbmol }O_2] \\
= {} & \mathbf{308\,730\text{ Btu/lbmol }CH_4}
\end{aligned}$$

Comentario Por unidad de masa, la transferencia de calor desde el recipiente sería 308 730/16 = 19 300 Btu/lbm de metano.

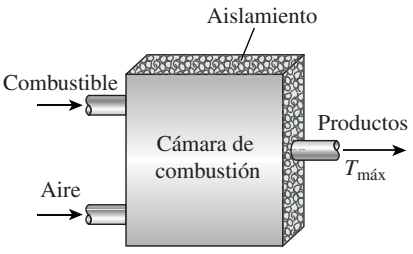


Figura 15-24

La temperatura en una cámara de combustión será máxima cuando la combustión sea completa y no se libere calor hacia los alrededores ($Q = 0$).

15-5 ▪ Temperatura de flama adiabática

En ausencia de cualquier interacción de trabajo y cambios cualesquiera en las energías cinética y potencial, la energía química liberada durante un proceso de combustión se pierde como calor hacia los alrededores o se usa internamente para elevar la temperatura de los productos de combustión. Cuanto más pequeña es la pérdida de calor, tanto mayor resulta el aumento de la temperatura. En el caso límite en que no haya pérdida de calor hacia los alrededores ($Q = 0$), la temperatura de los productos alcanzará un máximo, conocido como **temperatura de flama adiabática** o de **combustión adiabática** (Fig. 15-24).

La temperatura de flama adiabática de un proceso de combustión de flujo estacionario se determina de la ecuación 15-11 al establecer $Q = 0$ y $W = 0$. Esto produce

$$H_{\text{prod}} = H_{\text{react}} \tag{15-16}$$

o

$$\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \tag{15-17}$$

Una vez que se especifican los reactivos y sus estados, resulta fácil determinar la entalpía de los reactivos H_{react}. Sin embargo, debido a que la temperatura de los productos no se conoce antes de los cálculos, el cálculo de la entalpía de los productos H_{prod} no es directo. Por consiguiente, la determinación de la temperatura de flama adiabática requiere el uso de una técnica iterativa, a menos que se disponga de ecuaciones para los cambios de entalpía sensible de los productos de combustión. Se supone una temperatura para los gases producto, y la H_{prod} se determina para esta temperatura. Si ésta no es igual a H_{react}, los cálculos se repiten con otra temperatura. La temperatura de flama adiabática se determina luego a partir de estos dos resultados mediante interpolación. Cuando el oxidante es aire, los gases producto se componen principalmente de N_2 y una buena primera suposición para la temperatura de flama adiabática se obtiene tratando todos los gases producto como N_2.

En las cámaras de combustión, la temperatura más alta a la que un material puede exponerse está limitada por consideraciones metalúrgicas. Por consiguiente, la temperatura de flama adiabática es una consideración importante en el diseño de las cámaras de combustión, de las turbinas de gas y de toberas. Sin embargo, las máximas temperaturas de estos dispositivos son bastante menores que la temperatura de flama adiabática, puesto que la combustión suele ser incompleta, se presentan algunas pérdidas de calor y algunos gases de combustión se disocian a altas temperaturas (Fig. 15-25). La temperatura máxima en una cámara de combustión puede controlarse ajustando la cantidad de exceso de aire, que sirve como refrigerante.

Note que la temperatura de flama adiabática de un combustible no es única. Su valor depende de: 1) el estado de los reactivos, 2) el grado al que se completa la reacción y 3) la cantidad de aire utilizado. Para un combustible especificado a un estado especificado que se quema con aire a un estado especificado, *la temperatura de flama adiabática alcanza su valor máximo cuando sucede la combustión completa con la cantidad teórica de aire.*

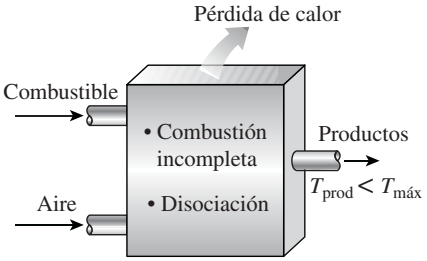


Figura 15-25
La temperatura máxima encontrada en una cámara de combustión es menor que la temperatura de flama adiabática teórica.

EJEMPLO 15-8 Temperatura de flama adiabática en combustión estacionaria

A la cámara de combustión de una turbina de gas entra octano líquido (C_8H_{18}) de manera estacionaria a 1 atm y 25 °C, y se quema con aire que entra a la cámara en el mismo estado, como se ilustra en la figura 15-26. Determine la temperatura de flama adiabática para *a*) una combustión completa con 100 por ciento de aire teórico, *b*) una combustión completa con 400 por ciento de aire teórico y *c*) una combustión incompleta (una cantidad de CO en los productos) con 90 por ciento de aire teórico.

Solución El octano líquido se quema de manera estacionaria. Es necesario determinar la temperatura de flama adiabática para diferentes casos.

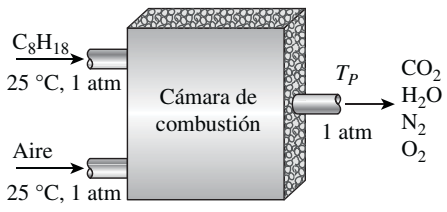


Figura 15-26
Esquema para el ejemplo 15-8.

Suposiciones **1** Se trata de un proceso de combustión de flujo estacionario. **2** La cámara de combustión es adiabática. **3** No existen interacciones de trabajo. **4** El aire y los gases de combustión son gases ideales. **5** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis *a*) La ecuación balanceada para el proceso de combustión con la cantidad teórica de aire es

$$C_8H_{18}(\ell) + 12.5(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 47N_2$$

La relación de la temperatura de flama adiabática $H_{prod} = H_{react}$ en este caso se reduce a

$$\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r \bar{h}_{f,r}^\circ = (N\bar{h}_f^\circ)_{C_8H_{18}}$$

puesto que todos los reactivos están en el estado de referencia estándar y $\bar{h}_f^\circ = 0$ para O_2 y N_2. Los valores $\bar{h}_f^\circ$ y h de diversos componentes a 298 K son

Sustancia	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{h}_{298\ K}$ kJ/kmol
$C_8H_{18}(\ell)$	−249 950	—
O_2	0	8 682
N_2	0	8 669
$H_2O(g)$	−241 820	9 904
CO_2	−393 520	9 364

Si se sustituye se tiene

$$\begin{aligned}
&(8\ \text{kmol}\ CO_2)[(-393\,520 + \bar{h}_{CO_2} - 9\,364)\ \text{kJ/kmol}\ CO_2] \\
&+ (9\ \text{kmol}\ H_2O)[(-241\,820 + \bar{h}_{H_2O} - 9\,904)\ \text{kJ/kmol}\ H_2O] \\
&+ 47(\text{kmol}\ N_2)[(0 + \bar{h}_{N_2} - 8\,669)\ \text{kJ/kmol}\ N_2] \\
&= (1\ \text{kmol}\ C_8H_{18})(-249\,950\ \text{kJ/kmol}\ C_8H_{18})
\end{aligned}$$

lo que produce

$$8\bar{h}_{CO_2} + 9\bar{h}_{H_2O} + 47\bar{h}_{N_2} = 5\,646\,081\ \text{kJ}$$

Parecería una ecuación con tres incógnitas, pero en realidad sólo hay una incógnita —la temperatura de los productos T_{prod}— dado que $h = h(T)$ para gases ideales. Por consiguiente, deberá emplearse un software para resolver ecuaciones tal como el EES o un método de ensayo y error para determinar la temperatura de los productos.

Una primera suposición se obtiene al dividir el lado derecho de la ecuación por el número total de moles, lo que produce 5 646 081/(8 + 9 + 47) = 88 220 kJ/kmol. Este valor de entalpía corresponderá a aproximadamente 2 650 K para N_2, 2 100 K para H_2O y 1 800 K para CO_2. Observe que la mayoría de las moles son N_2, por lo que T_{prod} se acercará a 2 650 K, pero será algo inferior a dicho valor. Por lo tanto, una primera buena suposición es 2 400 K. A esta temperatura,

$$\begin{aligned}
8\bar{h}_{CO_2} + 9\bar{h}_{H_2O} + 47\bar{h}_{N_2} &= 8 \times 125\,152 + 9 \times 103\,508 + 47 \times 79\,320 \\
&= 5\,660\,828\ \text{kJ}
\end{aligned}$$

Este valor es más alto que 5 646 081 kJ. Por consiguiente, la temperatura real estará ligeramente por debajo de 2 400 K. A continuación elegimos 2 350 K. Esto produce

$$8 \times 122\,091 + 9 \times 100\,846 + 47 \times 77\,496 = 5\,526\,654$$

que es inferior a 5 646 081 kJ. En consecuencia, la temperatura real de los productos está entre 2 350 y 2 400 K. Por interpolación, se encuentra que su valor será $T_{prod} = \mathbf{2\,395\ K}$.

b) La ecuación balanceada para el proceso de combustión completa con 400 por ciento de aire teórico es

$$C_8H_{18}(\ell) + 50(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 37.5O_2 + 188N_2$$

Al seguir el procedimiento utilizado en *a*), la temperatura de flama adiabática en este caso se determina como $T_{prod} = \mathbf{962\ K}$.

Note que la temperatura de los productos disminuye significativamente como resultado de usar exceso de aire.

c) La ecuación balanceada para el proceso de combustión incompleta con 90 por ciento de aire teórico es

$$C_8H_{18}(\ell) + 11.25(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 5.5CO_2 + 2.5CO + 9H_2O + 42.3N_2$$

Si se sigue el procedimiento utilizado en *a*), se verá en este caso que la temperatura de flama adiabática será $T_{prod} = \mathbf{2\,236\ K}$.

Comentario Observe que la temperatura de flama adiabática disminuye como consecuencia de la combustión incompleta o del uso de exceso de aire. Además, *la temperatura de flama adiabática máxima se alcanza cuando la combustión completa ocurre con la cantidad teórica de aire.*

15-6 ▪ Cambio de entropía de sistemas reactivos

Hasta ahora se han analizado procesos de combustión desde el punto de vista de la conservación de la masa y la energía. Sin embargo, el análisis termodinámico de un proceso resulta incompleto sin el examen de los aspectos de la segunda ley. De particular interés resultan la exergía y la destrucción de exergía, las cuales se relacionan con la entropía.

Las relaciones de balance de entropía desarrolladas en el capítulo 7 son aplicables tanto a sistemas reactivos como no reactivos, siempre que las entropías de los constituyentes individuales se evalúen de manera apropiada con una base común. El **balance de entropía** para *cualquier sistema* (incluyendo los sistemas reactivos) que experimenta *cualquier proceso* se expresa como

$$\underbrace{S_{ent} - S_{sal}}_{\text{Transferencia neta de entropía por calor y masa}} + \underbrace{S_{gen}}_{\text{Generación de entropía}} = \underbrace{\Delta S_{sis}}_{\text{Cambio de entropía}} \qquad (kJ/K) \qquad \textbf{(15-18)}$$

Utilizando cantidades por unidad de mol de combustible y tomando la dirección positiva de la transferencia de calor *hacia* el sistema, la relación de balance de entropía se puede expresar de manera más explícita para un sistema reactivo *cerrado* o de *flujo estacionario* como (Fig. 15-27)

$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{gen} = S_{prod} - S_{react} \qquad (kJ/K) \qquad \textbf{(15-19)}$$

donde T_k es la temperatura en la frontera donde Q_k la cruza. Para un *proceso adiabático* ($Q = 0$), el término de transferencia de entropía se cancela y la ecuación 15-19 se reduce a

$$S_{gen,adiabático} = S_{prod} - S_{react} \geq 0 \qquad \textbf{(15-20)}$$

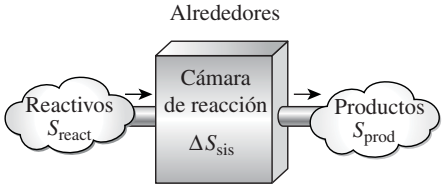


Figura 15-27
El cambio de entropía asociado con una reacción química.

La entropía *total* generada durante un proceso se determina al aplicar el balance de entropía a un *sistema extendido* que incluya al sistema mismo y a sus alrededores inmediatos, donde puedan estar ocurriendo irreversibilidades externas. Cuando se evalúa la transferencia de entropía entre un sistema extendido y sus alrededores, la temperatura de frontera del sistema extendido simplemente se toma como la *temperatura ambiente*, como se explicó en el capítulo 7.

La determinación del cambio de entropía asociado con una reacción química parecería directa, salvo por una cosa: las relaciones de entropía para los reactivos y los productos implican las *entropías* de los componentes, *no los cambios de entropía*, como fue el caso para los sistemas no reactivos. De modo que surge el problema de encontrar una base común para la entropía de todas las sustancias, como se hizo con la entalpía. La búsqueda de dicha base común condujo, en los principios del siglo xx, al establecimiento de la **tercera ley de la termodinámica**. La tercera ley se formuló en el capítulo 7 como sigue: *La entropía de una sustancia cristalina pura a la temperatura del cero absoluto es cero.*

Por consiguiente, la tercera ley de la termodinámica proporciona una base absoluta para los valores de entropía para todas las sustancias. Los valores de entropía relativos a esta base reciben el nombre de **entropía absoluta**. Los valores $\bar{s}°$ que se incluyen en las tablas desde A-18 hasta A-25 para diversos gases como N_2, O_2, CO, CO_2, H_2, H_2O, OH y O, son los *valores de entropía absoluta de gas ideal* a la temperatura especificada y *a una presión de 1 atm*. Los valores de entropía absoluta para diversos combustibles se enumeran en la tabla A-26 junto con los valores $\bar{h}_f°$ en el estado de referencia estándar de 25 °C y 1 atm.

La ecuación 15-20 es una relación general para el cambio de entropía de un sistema reactivo. Requiere la determinación de la entropía de cada componente individual de los reactivos y los productos, lo que en general no es fácil de lograr. Es posible simplificar un poco los cálculos de entropía si los componentes gaseosos de los reactivos y los productos se aproximan como gases ideales. Sin embargo, los cálculos de entropía nunca son tan fáciles como los cálculos de la entalpía o la energía interna, puesto que la entropía es una función tanto de la temperatura como de la presión, incluso para gases ideales.

Cuando se evalúa la entropía de un componente de una mezcla de gases ideales, se debe emplear la temperatura y la presión parcial del componente. Observe que la temperatura de un componente es la misma que la temperatura de la mezcla, y que la presión parcial de un componente es igual a la presión de la mezcla multiplicada por la fracción molar del componente.

Los valores de entropía absoluta a presiones diferentes a $P_0 = 1$ atm para cualquier temperatura T pueden obtenerse de la relación del cambio de entropía del gas ideal escrita para un proceso isotérmico imaginario entre los estados (T,P_0) y (T,P), como se ilustra en la figura 15-28:

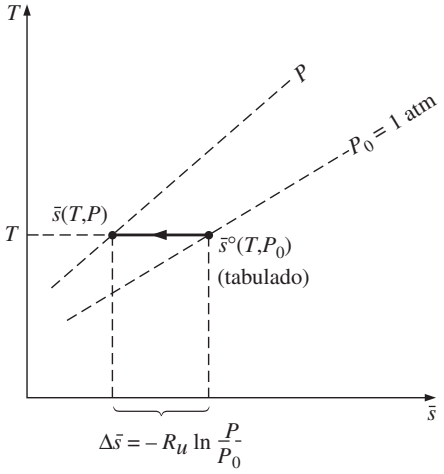


Figura 15-28

A una temperatura especificada, la entropía absoluta de un gas ideal a presiones diferentes a $P_0 = 1$ atm puede determinarse al sustraer $R_u \ln (P/P_0)$ del valor tabulado a 1 atm.

$$\bar{s}\,(T,P) = \bar{s}°(T,P_0) - R_u \ln \frac{P}{P_0} \tag{15-21}$$

Para el componente i de una mezcla de gases ideales, esta relación puede escribirse como

$$\bar{s}_i(T,P_i) = \bar{s}_i°(T,P_0) - R_u \ln \frac{y_i P_m}{P_0} \qquad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \tag{15-22}$$

donde $P_0 = 1$ atm, P_i es la presión parcial, y_i es la fracción molar del componente y P_m es la presión total de la mezcla.

Si una mezcla de gas está a una presión relativamente alta o a baja temperatura, la desviación del comportamiento de gas ideal debe tomarse en cuenta incorporando ecuaciones de estado más exactas o las cartas generalizadas de entropía.

15-7 ▪ Análisis de sistemas reactivos con base en la segunda ley

Una vez que se evalúa el cambio de entropía total o la generación de entropía, la **exergía destruida** $X_{\text{destruida}}$ asociada con una reacción química puede determinarse de:

$$X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} \qquad \text{(kJ)} \tag{15-23}$$

donde T_0 es la temperatura absoluta de los alrededores.

Cuando se analizan sistemas reactivos se tiene más interés por los cambios en la exergía de los sistemas reactivos que en los valores de exergía en varios estados (Fig. 15-29). Recuerde del capítulo 8 que el **trabajo reversible** W_{rev} representa el trabajo máximo que puede efectuarse durante un proceso. En ausencia de cualquier cambio en las energías cinética y potencial, la relación del trabajo reversible para un proceso de combustión de flujo estacionario que incluye transferencia de calor únicamente con los alrededores a T_0 puede obtenerse reemplazando los términos de entalpía por $\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ$, lo que produce

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ - T_0\overline{s})_r - \sum N_p(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ - T_0\overline{s})_p \tag{15-24}$$

Una situación interesante surge cuando tanto los reactivos como los productos están a la temperatura de los alrededores T_0. En este caso, $\overline{h} - T_0\overline{s} = (\overline{h} - T_0\overline{s})_{T_0} = \overline{g}_0$, que es, por definición, la **función de Gibbs** por unidad de mol de una sustancia a temperatura T_0. La relación del W_{rev} en este caso se escribe como

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r\overline{g}_{0,r} - \sum N_p\overline{g}_{0,p} \tag{15-25}$$

o

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r(\overline{g}_f^\circ + \overline{g}_{T_0} - \overline{g}^\circ)_r - \sum N_p(\overline{g}_f^\circ + \overline{g}_{T_0} - \overline{g}^\circ)_p \tag{15-26}$$

donde $\overline{g}_f^\circ$ es la función de Gibbs de formación ($\overline{g}_f^\circ = 0$ para elementos estables como N_2 y O_2 en el estado de referencia estándar de 25 °C y 1 atm, justo como la entalpía de formación) y $\overline{g}_{T_0} - \overline{g}^\circ$ representa el valor de la función de Gibbs sensible de una sustancia a temperatura T_0 relativa al estado de referencia estándar.

En el caso muy especial en el que $T_{\text{react}} = T_{\text{prod}} = T_0 = 25$ °C (por ejemplo, los reactivos, los productos y los alrededores están a 25 °C) y la presión parcial $P_i = 1$ atm para cada componente de los reactivos y los productos, la ecuación 15-26 se reduce a

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r\overline{g}_{f,r}^\circ - \sum N_p\overline{g}_{f,p}^\circ \qquad \text{(kJ)} \tag{15-27}$$

Se puede concluir, de acuerdo con la ecuación anterior, que el valor de $-\overline{g}_f^\circ$ (el negativo de la función de formación de Gibbs a 25 °C y 1 atm) de un compuesto representa el *trabajo reversible* asociado con la formación de ese compuesto a partir de sus elementos estables a 25 °C y 1 atm en un ambiente a 25 °C y 1 atm (Fig. 15-30). Los valores de $\overline{g}_f^\circ$ de varias sustancias se incluyen en la tabla A-26.

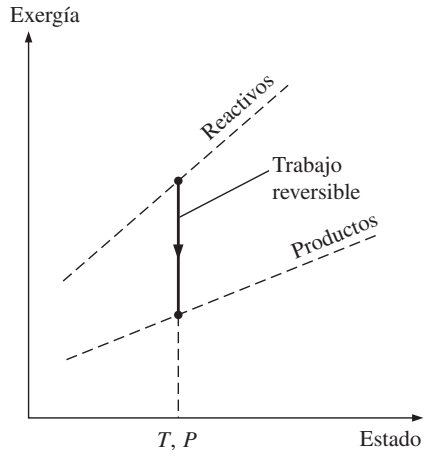


Figura 15-29

La diferencia entre la exergía de los reactivos y de los productos durante una reacción química es el trabajo reversible asociado con esa reacción.

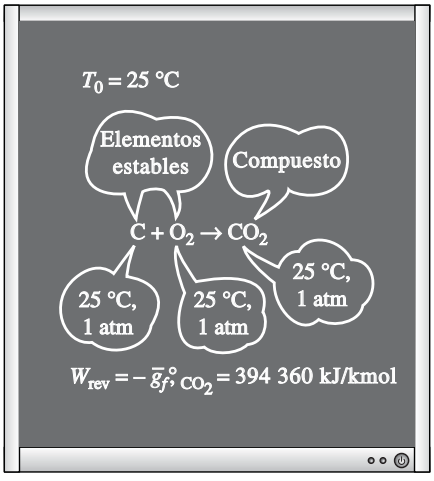


Figura 15-30

El negativo de la función de formación de Gibbs de un compuesto a 25 °C y 1 atm, representa el trabajo reversible asociado con la formación de ese compuesto a partir de sus elementos estables a 25 °C y 1 atm en un ambiente que está a 25 °C, 1 atm.

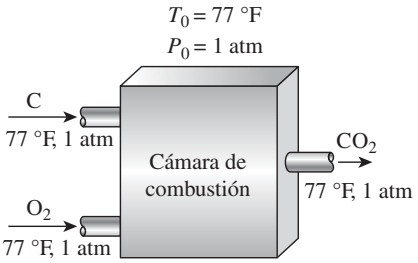


Figura 15-31
Esquema para el ejemplo 15-9.

EJEMPLO 15-9 Trabajo reversible asociado a un proceso de combustión

Una lbmol de carbono a 77 °F y 1 atm se quema de manera estacionaria con 1 lbmol de oxígeno en el mismo estado, como se indica en la figura 15-31. El CO_2 formado durante el proceso se lleva después a 77 °F y 1 atm, esto es, las condiciones de los alrededores. Suponiendo que la combustión es completa, determine el trabajo reversible para este proceso.

Solución El carbono se quema de manera estacionaria con oxígeno puro. Determine el trabajo reversible asociado con este proceso.

Suposiciones **1** La combustión es completa. **2** Existen condiciones de flujo estacionario durante la combustión. **3** El oxígeno y los gases de combustión son gases ideales. **4** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Propiedades La función de formación de Gibbs a 77 °F y 1 atm es 0 para el C y el O_2, y −169 680 Btu/lbmol para el CO_2. La entalpía de formación es 0 para el C y el O_2 y −169 300 Btu/lbmol para el CO_2. La entropía absoluta es de 1.36 Btu/lbmol · R para el C, 49.00 Btu/lbmol · R para el O_2 y 51.07 Btu/lbmol · R para el CO_2 (tabla A-26E).

Análisis La ecuación de combustión es

$$C + O_2 \rightarrow CO_2$$

El C, O_2 y CO_2 están a 77 °F y 1 atm, que es el estado de referencia estándar y también el estado de los alrededores. En consecuencia, el trabajo reversible en este caso es simplemente la diferencia entre la función de formación de Gibbs de los reactivos y la correspondiente a los productos (Ec. 15-27):

$$\begin{aligned} W_{\text{rev}} &= \sum N_r \bar{g}^\circ_{f,r} - \sum N_p \bar{g}^\circ_{f,p} \\ &= N_C \bar{g}^\circ_{f,C}{}^{\nearrow 0} + N_{O_2} \bar{g}^\circ_{f,O_2}{}^{\nearrow 0} - N_{CO_2} \bar{g}^\circ_{f,CO_2} = -N_{CO_2} \bar{g}^\circ_{f,CO_2} \\ &= (-1 \text{ lbmol})(-169\,680 \text{ Btu/lbmol}) \\ &= \mathbf{169\,680 \text{ Btu}} \end{aligned}$$

puesto que la $\bar{g}^\circ_f$ de elementos estables a 77 °F y 1 atm es cero. Por lo tanto, 169 680 Btu de trabajo podrían efectuarse cuando 1 lbmol de C se quema con 1 lbmol de O_2 a 77 °F y 1 atm en un ambiente en el mismo estado. El trabajo reversible en este caso representa la exergía de los reactivos porque el producto (el CO_2) se encuentra en el estado de los alrededores.

Comentario También se podría determinar el trabajo reversible sin incluir la función de Gibbs empleando la ecuación 15-24:

$$\begin{aligned} W_{\text{rev}} &= \sum N_r (\bar{h}^\circ_f + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0 \bar{s})_r - \sum N_p (\bar{h}^\circ_f + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0 \bar{s})_p \\ &= \sum N_r (\bar{h}^\circ_f - T_0 \bar{s})_r - \sum N_p (\bar{h}^\circ_f - T_0 \bar{s})_p \\ &= N_C (\bar{h}^\circ_f - T_0 \bar{s}^\circ)_C + N_{O_2} (\bar{h}^\circ_f - T_0 \bar{s}^\circ)_{O_2} - N_{CO_2} (\bar{h}^\circ_f - T_0 \bar{s}^\circ)_{CO_2} \end{aligned}$$

Si se sustituyen los valores de la entalpía de formación y de la entropía absoluta se obtiene

$$\begin{aligned} W_{\text{rev}} &= (1 \text{ lbmol C})[0 - (537 \text{ R})(1.36 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R})] \\ &\quad + (1 \text{ lbmol } O_2)[0 - (537 \text{ R})(49.00 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R})] \\ &\quad - (1 \text{ lbmol } CO_2)[-169\,300 \text{ Btu/lbmol} - (537 \text{ R})(51.07 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R})] \\ &= \mathbf{169\,680 \text{ Btu}} \end{aligned}$$

el cual es idéntico al resultado obtenido antes.

EJEMPLO 15-10 Análisis de combustión adiabática con base en la segunda ley

A una cámara de combustión adiabática de flujo estacionario entra gas metano (CH_4) a 25 °C y 1 atm. Se quema con 50 por ciento de exceso de aire que también entra a 25 °C y 1 atm, como se muestra en la figura 15-32. Suponga que la combustión es completa y determine *a*) la temperatura de los productos, *b*) la generación de entropía y *c*) el trabajo reversible y la destrucción de exergía. Suponga que $T_0 = 298$ K y que los productos salen de la cámara de combustión a una presión de 1 atm.

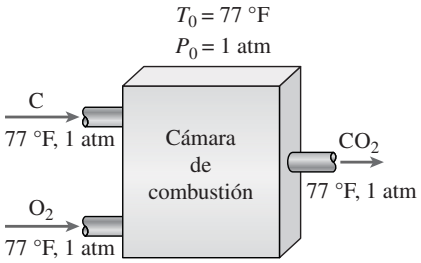


Figura 15-32
Esquema para el ejemplo 15-10.

Solución El metano se quema con exceso de aire en una cámara de combustión de flujo estacionario. Se debe determinar la temperatura del producto, la entropía generada, el trabajo reversible y la exergía destruida.

Suposiciones **1** Existen condiciones de flujo estacionario durante la combustión. **2** El aire y los gases de combustión son gases ideales. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables. **4** La cámara de combustión es adiabática y por ello no existe transferencia de calor. **5** La combustión es completa.

Análisis *a*) La ecuación balanceada para el proceso de combustión completa con 50 por ciento de exceso de aire es

$$CH_4(g) + 3(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + O_2 + 11.28N_2$$

En condiciones de flujo estacionario, la temperatura de flama adiabática se determina a partir de $H_{prod} = H_{react}$, la cual se reduce a

$$\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r \bar{h}_{f,r}^\circ = (N\bar{h}_f^\circ)_{CH_4}$$

puesto que todos los reactivos están en el estado de referencia estándar y $\bar{h}_f^\circ$ = 0 para el O_2 y el N_2. Al suponer comportamiento de gas ideal para el aire y para los productos, los valores de $\bar{h}_f^\circ$ y h de diversos componentes a 298 K son los siguientes:

Sustancia	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{h}_{298\ K}$ kJ/kmol
$CH_4(g)$	−74 850	—
O_2	0	8 682
N_2	0	8 669
$H_2O(g)$	−241 820	9 904
CO_2	−393 520	9 364

Al sustituir se tiene

$$\begin{aligned}
&(1\text{ kmol } CO_2)[(-393\,520 + \bar{h}_{CO_2} - 9\,364)\text{ kJ/kmol } CO_2] \\
&+ (2\text{ kmol } H_2O)[(-241\,820 + \bar{h}_{H_2O} - 9\,904)\text{ kJ/kmol } H_2O] \\
&+ (11.28\text{ kmol } N_2)[(0 + \bar{h}_{N_2} - 8\,669)\text{ kJ/kmol } N_2] \\
&+ (1\text{ kmol } O_2)[(0 + \bar{h}_{O_2} - 8\,682)\text{ kJ/kmol } O_2] \\
&= (1\text{ kmol } CH_4)(-74\,850\text{ kJ/kmol } CH_4)
\end{aligned}$$

esto produce

$$\bar{h}_{CO_2} + 2\bar{h}_{H_2O} + \bar{h}_{O_2} + 11.28\bar{h}_{N_2} = 937\,950\text{ kJ}$$

Por ensayo y error, se encuentra que la temperatura de los productos es

$$T_{prod} = \mathbf{1\,789\ K}$$

b) Tomando en cuenta que la combustión es adiabática, la generación de entropía durante este proceso se obtiene a partir de la ecuación 15-20:

$$S_{\text{gen}} = S_{\text{prod}} - S_{\text{react}} = \sum N_p \bar{s}_p - \sum N_r \bar{s}_r$$

El CH_4 está a 25 °C y 1 atm, por lo que su entropía absoluta es $\bar{s}_{CH_4} = 186.16$ kJ/kmol · K (tabla A-26). Los valores de entropía incluidos en las tablas de gas ideal corresponden a una presión de 1 atm. Ambos gases, el aire y los gases producto, están a una presión total de 1 atm, pero las entropías van a calcularse a la presión parcial de las componentes, que es igual a $P_i = y_i P_{\text{total}}$, donde y_i es la fracción molar del componente *i*. De la ecuación 15-22:

$$S_i = N_i \bar{s}_i(T, P_i) = N_i[\bar{s}_i^\circ(T, P_0) - R_u \ln y_i P_m]$$

Los cálculos de entropía pueden tabularse así:

	N_i	y_i	$\bar{s}_i^\circ(T, 1\text{ atm})$	$-R_u \ln y_i P_m$	$N_i \bar{s}_i^\circ$
CH_4	1	1.00	186.16	—	186.16
O_2	3	0.21	205.04	12.98	654.06
N_2	11.28	0.79	191.61	1.96	2 183.47
				$S_{\text{react}} =$	3 023.69
CO_2	1	0.0654	302.517	22.674	325.19
H_2O	2	0.1309	258.957	16.905	551.72
O_2	1	0.0654	264.471	22.674	287.15
N_2	11.28	0.7382	247.977	2.524	2 825.65
				$S_{\text{prod}} =$	3 989.71

Por lo tanto,

$$S_{\text{gen}} = S_{\text{prod}} - S_{\text{react}} = (3\,989.71 - 3\,023.69)\ \text{kJ/kmol} \cdot \text{K}\ CH_4$$
$$= \mathbf{966.0\ kJ/kmol \cdot K}$$

c) La destrucción de exergía asociada con este proceso se obtiene de la ecuación 15-23,

$$X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} = (298\ \text{K})(966.0\ \text{kJ/kmol} \cdot \text{K})$$
$$= \mathbf{288\ MJ/kmol\ CH_4}$$

Esto es, 288 MJ de potencial de trabajo se desperdician durante este proceso de combustión por cada kmol de metano quemado. Este ejemplo muestra que incluso los procesos de combustión completa son altamente irreversibles.

Este proceso no involucra trabajo real. En consecuencia, el trabajo reversible y la exergía destruida son idénticos:

$$W_{\text{rev}} = \mathbf{288\ MJ/kmol\ CH_4}$$

Es decir, 288 MJ de trabajo podrían ser hechos durante este proceso, pero esto no se realiza. En vez de eso, se desperdicia todo el potencial de trabajo.

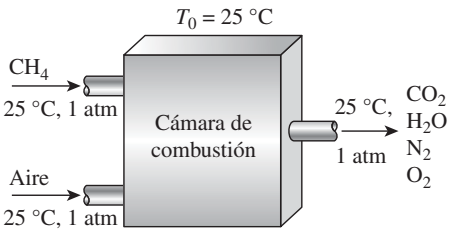


Figura 15-33
Esquema para el ejemplo 15-11.

EJEMPLO 15-11 Análisis de combustión isotérmica con base en la segunda ley

A una cámara de combustión de flujo estacionario entra gas metano (CH_4) a 25 °C y 1 atm y se quema con 50 por ciento de exceso de aire, el cual también entra a 25 °C y 1 atm, como se ilustra en la figura 15-33. Después

de la combustión se deja que los productos se enfríen hasta 25 °C. Tomando en cuenta que es una combustión completa, determine *a*) la transferencia de calor por kmol de CH_4, *b*) la generación de entropía y *c*) el trabajo reversible y la destrucción de exergía. Considere que $T_0 = 298$ K y que los productos abandonan la cámara de combustión a una presión de 1 atm.

Solución Éste es el mismo proceso de combustión analizado en el ejemplo 15-10, excepto que los productos de combustión se llevan al estado del medio circundante transfiriéndole calor de los mismos. Por lo tanto, la ecuación de combustión permanece igual:

$$CH_4(g) + 3(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + O_2 + 11.28N_2$$

Parte del agua se condensará a 25 °C y la cantidad de vapor de agua que permanece en los productos se determina de (ver ejemplo 15-3)

$$\frac{N_v}{N_{\text{gas}}} = \frac{P_v}{P_{\text{total}}} = \frac{3.1698 \text{ kPa}}{101.325 \text{ kPa}} = 0.03128$$

y

$$N_v = \left(\frac{P_v}{P_{\text{total}}}\right) N_{\text{gas}} = (0.03128)(13.28 + N_v) \rightarrow N_v = 0.43 \text{ kmol}$$

De este modo, 1.57 kmol de H_2O formado quedará en estado líquido y se removerá a 25 °C y 1 atm. Cuando se evalúan las presiones parciales de los componentes en los gases producto, las únicas moléculas de agua que necesitan considerarse son aquellas que están en la fase de vapor. Como antes, todos los reactivos y productos gaseosos se tratarán como gases ideales.

a) La transferencia de calor durante este proceso de combustión de flujo estacionario se obtiene a partir del balance de energía de flujo estacionario $E_{\text{salida}} = E_{\text{entrada}}$ en la cámara de combustión,

$$Q_{\text{sal}} + \sum N_p \bar{h}^\circ_{f,p} = \sum N_r \bar{h}^\circ_{f,r}$$

puesto que todos los reactivos y los componentes están en el estado de referencia estándar de 25 °C y la entalpía de los gases ideales depende sólo de la temperatura. Despejando Q_{sal} y sustituyendo los valores de $\bar{h}^\circ_f$ se tiene

$$\begin{aligned} Q_{\text{sal}} &= (1 \text{ kmol } CH_4)(-74\,850 \text{ kJ/kmol } CH_4) \\ &\quad -(1 \text{ kmol } CO_2)(-393\,520 \text{ kJ/kmol } CO_2) \\ &\quad -[0.43 \text{ kmol } H_2O(g)][-241\,820 \text{ kJ/kmol } H_2O(g)] \\ &\quad -[1.57 \text{ kmol } H_2O(\ell)][-285\,830 \text{ kJ/kmol } H_2O(\ell)] \\ &= \mathbf{871\,400 \text{ kJ/kmol } CH_4} \end{aligned}$$

b) La entropía de los reactivos se evaluó en el ejemplo 15-10 y se determinó que su valor era $S_{\text{react}} = 3\,023.69$ kJ/kmol · K CH_4. Con un enfoque similar, se determina que la entropía de los productos es la siguiente:

	N_i	y_i	$\bar{s}^\circ_i(T, 1 \text{ atm})$	$-R_u \ln y_i P_m$	$N_i \bar{s}_i$
$H_2O(\ell)$	1.57	1.0000	69.92	—	109.77
H_2O	0.43	0.0314	188.83	28.77	93.57
CO_2	1	0.0729	213.80	21.77	235.57
O_2	1	0.0729	205.04	21.77	226.81
N_2	11.28	0.8228	191.61	1.62	2 179.63
					$S_{\text{prod}} = 2\,845.35$

Entonces, la generación de entropía total durante este proceso está determinada a partir de un balance de entropía aplicado a un *sistema extendido* que incluye los alrededores inmediatos de la cámara de combustión

$$S_{\text{gen}} = S_{\text{prod}} - S_{\text{react}} + \frac{Q_{\text{sal}}}{T_{\text{alr}}}$$

$$= (2\,845.35 - 3\,023.69)\ \text{kJ/kmol} \cdot \text{K} + \frac{871\,400\ \text{kJ/kmol}}{298\ \text{K}}$$

$$= \mathbf{2\,746\ kJ/kmol \cdot K\ CH_4}$$

c) La destrucción de exergía y el trabajo reversible asociado con este proceso se determina de

$$X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} = (298\ \text{K})(2\,746\ \text{kJ/kmol} \cdot \text{K})$$

$$= \mathbf{818\ MJ/kmol\ CH_4}$$

y

$$W_{\text{rev}} = X_{\text{destruida}} = \mathbf{818\ MJ/kmol\ CH_4}$$

puesto que este proceso no involucra trabajo real. En consecuencia, 818 MJ de trabajo podrían haberse realizado durante este proceso, pero no fue así. En vez de ello, todo el potencial de trabajo se desperdició. El trabajo reversible en este caso representa la energía de los reactivos antes de que comience la reacción, porque los productos están en equilibrio con los alrededores, es decir, están en el estado muerto.

Comentario Advierta que, por simplicidad, se calculó la entropía de los gases producto antes de que entraran realmente a la atmósfera y se mezclaran con los gases atmosféricos. Un análisis más completo consideraría la composición de la atmósfera y la mezcla de los gases producto con los gases en la atmósfera, formando una mezcla homogénea. Habrá generación de entropía adicional durante este proceso de mezclado, y por ende también potencial de trabajo desperdiciado adicional.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Celdas de combustible

Combustibles como el metano se queman comúnmente para producir la energía térmica a temperaturas altas que emplean las máquinas térmicas. Sin embargo, una comparación de los trabajos reversibles obtenidos en los dos últimos ejemplos revela que la energía de los reactivos (818 MJ/kmol de CH_4) disminuye en 288 MJ/kmol como un resultado tan sólo del proceso de combustión adiabática irreversible. Es decir, la exergía de los gases de combustión calientes al final del proceso de combustión adiabática es 818 – 288 = 530 MJ/kmol CH_4. En otras palabras, el potencial de trabajo de los gases de combustión calientes es aproximadamente 65 por ciento del potencial de trabajo de los reactivos. Parece que cuando el metano se quema, 35 por ciento del potencial de trabajo se pierde, aun antes de empezar a usar la energía térmica (Fig. 15-34).

Así, la segunda ley de la termodinámica sugiere que debe existir una mejor manera de convertir la energía química en trabajo. La mejor manera es, por supuesto, la menos irreversible, es decir, el caso reversible. En reacciones quí-

* Esta sección puede omitirse sin pérdida de continuidad.

micas, la irreversibilidad se debe al intercambio incontrolado de electrones entre los componentes reactivos. El intercambio de electrones puede controlarse al sustituir la cámara de combustión por celdas electrolíticas, como las baterías de automóvil. (Esto es análogo a reemplazar la expansión libre de un gas en sistemas mecánicos por expansión controlada.) En las celdas electrolíticas, los electrones se intercambian mediante alambres conductores conectados a una carga, y la energía química se convierte directamente en energía eléctrica. Los dispositivos de conversión de energía que trabajan con base en este principio se llaman **celdas de combustible**. Las celdas de combustible no son máquinas térmicas y, por lo tanto, sus eficiencias no están limitadas por la eficiencia de Carnot. Las celdas convierten energía química en energía eléctrica, esencialmente en una forma isotérmica.

Una celda de combustible funciona como una batería, excepto que produce su propia electricidad al combinar electroquímicamente, sin combustión, un combustible con oxígeno en una celda y desecha el calor residual. Una celda de combustible consta de dos electrodos separados por un electrólito como un óxido sólido, ácido fosfórico o carbonato fundido. La potencia eléctrica generada por una sola celda de combustible generalmente es demasiado pequeña para tener algún uso práctico. En consecuencia, las celdas de combustible por lo general son apiladas en aplicaciones prácticas. Este agrupamiento modular brinda a las celdas de combustible considerable flexibilidad en aplicaciones: el mismo diseño puede emplearse para generar una pequeña cantidad de potencia para una estación de interrupción remota o una gran cantidad de potencia para suministrar electricidad a toda una ciudad. Por ende, las celdas de combustible se denominan los "microchips de la industria energética".

La operación de una celda de combustible de hidrógeno-oxígeno se ilustra en la figura 15-35. El hidrógeno se ioniza en la superficie del ánodo, y los iones de hidrógeno fluyen a través del electrólito hacia el cátodo. Hay una diferencia de potencial entre el ánodo y el cátodo, y los electrones libres fluyen del ánodo al cátodo por un circuito externo (como un generador o un motor). Los iones de hidrógeno se combinan con oxígeno y con los electrones libres en la superficie del cátodo y forman agua. Por ende, las celdas de combustible operan como un sistema de electrólisis que trabaja en reversa. En operación estacionaria, el hidrógeno y el oxígeno entran continuamente en la celda de combustible como reactivos, y el agua sale como el producto. Así, el escape de la celda de combustible tiene la calidad del agua potable.

La celda de combustible fue inventada por William Groves en 1839, mas no recibió atención seria hasta 1960, cuando se la utilizó para producir electricidad y agua para las misiones espaciales Géminis y Apolo durante sus viajes a la Luna. En la actualidad se emplean para el mismo propósito en las misiones de los transbordadores espaciales. A pesar de efectos irreversibles, como la resistencia interna al flujo de electrones, las celdas de combustible tienen un gran potencial para eficiencias de conversión más altas. Hoy día las celdas de combustible están disponibles comercialmente, pero sólo son competitivas en algunos mercados debido a su elevado costo. Las celdas de combustible producen eficiente y silenciosamente potencial eléctrico de gran calidad, mientras que generan bajas emisiones mediante el uso de diversos combustibles como el hidrógeno, el gas natural, el propano y el biogás. Recientemente se han instalado muchas celdas de combustible para generar electricidad. Por ejemplo, una estación de policía remota en el Parque Central de Nueva York es alimentada por una celda de combustible de ácido fosfórico de 200 kW, con una eficiencia de 40 por ciento, con emisiones insignificantes (emite 1 ppm de NO_x y 5 ppm de CO).

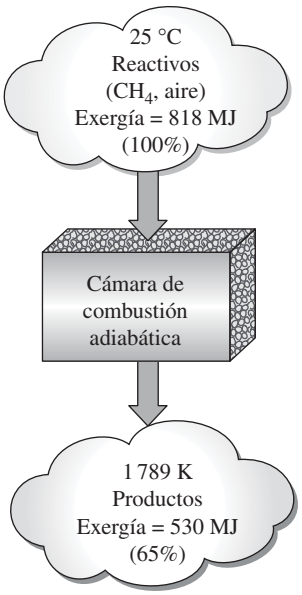


Figura 15-34

La disponibilidad del metano disminuye 35 por ciento como resultado de un proceso de combustión irreversible.

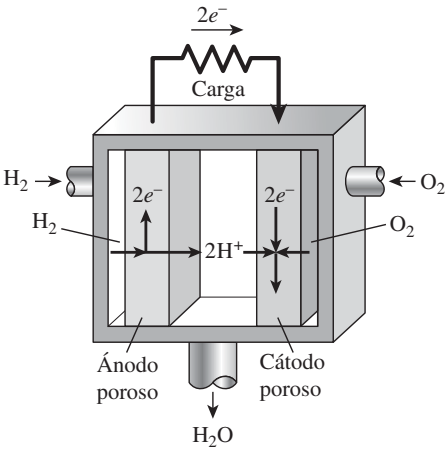


Figura 15-35

La operación de una celda de combustible de hidrógeno-oxígeno.

Los sistemas de potencia híbridos (HPS, por sus siglas en inglés, *hybrid power systems*) que combinan celdas de combustible de gran temperatura y las turbinas de gas, tienen el potencial para una muy alta eficiencia al convertir gas natural (o incluso carbón) en electricidad. Además, algunos fabricantes de automóviles están planeando introducir automóviles alimentados con motores que contengan celdas de combustible y, por ende, más que duplicar la eficiencia que iría desde menos de 30 por ciento para los motores de gasolina hasta más de un 60 por ciento para las celdas de combustible. Los principales fabricantes de automóviles están llevando a cabo intensos programas de investigación y desarrollo para hacer que los automóviles con celdas de combustible sean económicos y comercialmente disponibles en el futuro cercano.

RESUMEN

Cualquier material que pueda quemarse para liberar energía recibe el nombre de *combustible*. A la reacción química durante la cual un combustible se oxida y se libera una gran cantidad de energía se le conoce como *combustión*. El oxidante empleado con mayor frecuencia en los procesos de combustión es el aire. El aire seco se modela como una mezcla de 21 por ciento de oxígeno y 79 por ciento de nitrógeno, a base molar. Por lo tanto,

$$1 \text{ kmol } O_2 + 3.76 \text{ kmol } N_2 = 4.76 \text{ kmol aire}$$

Durante un proceso de combustión, los componentes que existen antes de la reacción reciben el nombre de *reactivos*, y los componentes que existen después de la reacción se denominan *productos*. Las ecuaciones químicas se balancean con base en el *principio de la conservación de la masa*, el cual establece que la masa total de cada elemento se conserva durante una reacción química. La relación entre la masa del aire y la masa del combustible durante un proceso de combustión se denomina *relación aire-combustible*, AC:

$$\text{AC} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{comb}}}$$

donde $m_{\text{aire}} = (NM)_{\text{aire}}$ y $m_{\text{combustible}} = \Sigma(N_i\, M_i)_{\text{ combustible}}$.

Un proceso de combustión es *completo* si todo el carbono en el combustible se convierte en CO_2, todo el hidrógeno en H_2O y todo el azufre (si lo hubiere) en SO_2. La cantidad mínima de aire necesaria para la combustión completa de un combustible se denomina *aire estequiométrico* o *teórico*. El aire teórico también se conoce como la cantidad de aire químicamente correcta o 100 por ciento de aire teórico. El proceso de combustión ideal durante el cual un combustible se quema completamente con aire teórico se llama *combustión estequiométrica* o *teórica* de ese combustible. El aire remanente de la cantidad estequiométrica se denomina *exceso de aire*. La cantidad de exceso de aire suele expresarse en términos de aire estequiométrico como *exceso de aire porcentual* o *aire teórico porcentual.*

Durante una reacción química, algunos enlaces químicos se rompen y otros se forman. Por ello, un proceso que incluye reacciones químicas implicará cambios en las energías químicas. Debido al cambio en la composición, es necesario contar con un *estado de referencia estándar* para todas las sustancias, el cual se ha establecido en 25 °C (77 °F) y 1 atm.

A la diferencia entre la entalpía de los productos en un estado especificado y la entalpía de los reactivos en el mismo estado en una reacción completa, se le denomina *entalpía de reacción* h_R. En procesos de combustión, a la entalpía de reacción se la conoce como *entalpía de combustión* h_C, que representa la cantidad de calor liberado durante el proceso de combustión de flujo estacionario cuando 1 kmol (o 1 kg) de combustible se quema completamente a una temperatura y presión especificadas. La entalpía de una sustancia en un estado especificado debida a su composición química recibe el nombre de *entalpía de formación* $\bar{h}_f$. A la entalpía de formación de todos los elementos estables se le asigna valor cero en el estado de referencia estándar de 25 °C y 1 atm. El *poder calorífico* de un combustible se ha definido como la cantidad de energía liberada cuando un combustible se quema completamente en un proceso de flujo estacionario y los productos se regresan al estado de los reactivos. El poder calorífico de un combustible es igual al valor absoluto de la entalpía de combustión del combustible:

$$\text{Poder calorífico} = |h_C| \qquad (\text{kJ/kg de combustible})$$

Tomando la transferencia de calor *hacia* el sistema y el trabajo realizado *por* el sistema como cantidades positivas, la relación de conservación de energía para sistemas de flujo estacionario químicamente reactivos se expresa por unidad de mol de combustible como

$$Q - W = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p - \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r$$

donde el superíndice ° representa propiedades en el estado de referencia estándar de 25 °C y 1 atm. Para un sistema cerrado, sería

$$Q - W = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_p - \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_r$$

Los términos $P\bar{v}$ son insignificantes para sólidos y líquidos y pueden sustituirse por R_uT para gases que se comportan como gases ideales.

En la ausencia de cualquier pérdida de calor hacia los alrededores ($Q = 0$), la temperatura de los productos alcanzará un máximo que se denomina *temperatura de flama adiabática* de la reacción. La temperatura de flama adiabática de un proceso de combustión de flujo estacionario se determina de acuerdo con $H_{\text{prod}} = H_{\text{react}}$ o

$$\sum N_p(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_p = \sum N_r(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_r$$

Tomando la dirección positiva de la transferencia de calor *hacia* el sistema, la relación de balance de entropía se expresa, para un *sistema cerrado* o una *cámara de combustión de flujo estacionario*, como

$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{\text{gen}} = S_{\text{prod}} - S_{\text{react}}$$

Para un *proceso adiabático* se reduce a

$$S_{\text{gen,adiabático}} = S_{\text{prod}} - S_{\text{react}} \geq 0$$

La *tercera ley de la termodinámica* establece que la entropía de una sustancia cristalina pura a la temperatura del cero absoluto es cero. La tercera ley proporciona una base común para la entropía de todas las sustancias, y los valores de entropía relativos a esta base se denominan *entropía absoluta*. Las tablas de gases ideales incluyen los valores de entropía absoluta sobre un amplio intervalo de temperaturas, pero a una presión fija de $P_0 = 1$ atm. Los valores de entropía absoluta a otras presiones P para cualquier temperatura T se determinan de

$$\overline{s}\,(T, P) = \overline{s}^\circ(T, P_0) - R_u \ln \frac{P}{P_0}$$

Para el componente i de una mezcla de gases ideales, esta relación puede escribirse como:

$$\overline{s}_i(T, P_i) = \overline{s}_i^\circ(T, P_0) - R_u \ln \frac{y_i P_m}{P_0}$$

donde P_i es la presión parcial, y_i es la fracción molar del componente y P_m es la presión total de la mezcla en atmósferas.

La *destrucción de exergía* y el *trabajo reversible* asociados con una reacción química se encuentran a partir de

$$X_{\text{destruida}} = W_{\text{rev}} - W_{\text{act}} = T_0 S_{\text{gen}}$$

y

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ - T_0\overline{s})_r - \sum N_p(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ - T_0\overline{s})_p$$

Cuando los reactivos así como los productos están a la temperatura de los alrededores T_0, el trabajo reversible puede expresarse en términos de las funciones de Gibbs como

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r(\overline{g}_f^\circ + \overline{g}_{T_0} - \overline{g}^\circ)_r - \sum N_p(\overline{g}_f^\circ + \overline{g}_{T_0} - \overline{g}^\circ)_p$$

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. S. W. Angrist, *Direct Energy Conversion*, 4a. ed., Boston, Mass., Allyn and Bacon, 1982.
2. I. Glassman, *Combustion*, Nueva York, Academic Press, 1977.
3. R. Strehlow, *Fundamentals of Combustion*, Scranton, Filadelfia, International Textbook Co., 1968.

PROBLEMAS*

Combustibles y combustión

15-1C ¿Cómo afecta la presencia de N_2 en el aire al resultado de un proceso de combustión?

15-2C ¿Acaso se conserva intacto el número de átomos de cada elemento durante una reacción química? ¿Qué ocurre con el número total de moles?

15-3C ¿Qué es la relación aire-combustible? ¿Cómo se vincula con la relación combustible-aire?

15-4C ¿La relación aire-combustible que se expresa sobre base molar es idéntica a la relación aire-combustible expresada sobre la base de masa?

15-5C ¿Qué representa la temperatura del punto de rocío de los gases producto? ¿Cómo se determina esto?

15-6 Las cantidades de traza de azufre (S) en el carbón se queman en presencia de oxígeno diatómico (O_2) para formar dióxido de azufre (SO_2). Determine la masa mínima de oxígeno que se necesita en los reactivos y la masa de dióxido de azufre en los productos cuando se quema 1 kg de azufre.

15-7E El metano (CH_4) se quema en presencia de oxígeno diatómico. Los productos de combustión consisten en vapor de agua y gas de dióxido de carbono. Determine la masa del vapor de agua generado al quemar 1 lbm de metano.
Respuesta: 2.25 lbm H_2O/lbm combustible

Procesos teórico y real de combustión

15-8C ¿Qué representa 100 por ciento del aire teórico?

15-9C Considere un combustible que se quema con *a*) 130 por ciento del aire teórico y *b*) 70 por ciento de exceso de aire. ¿En qué caso se quema el combustible con más aire?

---

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono ☯ son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

15-10C ¿La combustión completa y la teórica son idénticas? Si no, ¿en qué se distinguen?

15-11C ¿Cuáles son las causas de la combustión incompleta?

15-12C ¿Qué es más probable encontrar en los productos de una combustión incompleta de un combustible de hidrocarburos, CO u OH? ¿Por qué?

15-13 Metano (CH_4) es quemado con una cantidad estequiométrica de aire durante un proceso de combustión. Suponiendo una combustión completa, determine las relaciones aire-combustible y combustible-aire.

15-14 Se quema combustible de propano (C_3H_8) en presencia de aire. Suponiendo que la combustión es teórica —es decir, sólo están presentes en los productos nitrógeno (N_2), vapor de agua (H_2O) y dióxido de carbono (CO_2)— determine *a*) la fracción másica de dióxido de carbono y *b*) las fracciones molar y másica del vapor de agua en los productos.

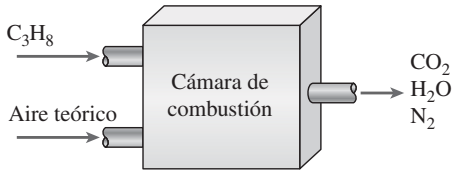


Figura P15-14

15-15 Se quema n-butano (C_4H_{10}) con la cantidad estequiométrica de oxígeno. Determine la fracción molar de dióxido de carbono y agua en los productos de combustión. También calcule el número de moles de dióxido de carbono en los productos por unidad de moles de combustible que se quema.

15-16 Acetileno (C_2H_2) es quemado con 25 por ciento de exceso de oxígeno en un soplete de corte. Determine la fracción másica de cada uno de los productos. Calcule la masa de oxígeno utilizada por masa unitaria de acetileno quemado.

15-17 Propanol (C_3H_7OH) es quemado con 50 por ciento de exceso de aire. Escriba la ecuación de la reacción balanceada de la combustión completa y determine la relación aire a combustible.

15-18 Se quema n-octano (C_8H_{18}) con 50 por ciento de exceso de aire. Calcule la fracción másica de cada producto, y la masa de agua en el producto por unidad de masa de producto quemado. También calcule la fracción másica de cada reactivo.

15-19 En una cámara de combustión se quema etano (C_2H_6) a razón de 8 kg/h con aire que entra en la cámara de combustión a razón de 176 kg/h. Determine el porcentaje de exceso de aire utilizado durante este proceso.
Respuesta: 37 por ciento

15-20 Un kmol de etano (C_2H_6) es quemado con una cantidad desconocida de aire durante un proceso de combustión. Un análisis de los productos de la combustión revela que la combustión es completa y que hay 3 kmol de O_2 libre en los productos. Determine *a*) la relación aire-combustible y *b*) el porcentaje de aire teórico utilizado durante este proceso.

15-21E Se quema etileno (C_2H_4) con 175 por ciento del aire teórico durante un proceso de combustión. Suponiendo combustión completa y una presión total de 14.5 psia, determine *a*) la relación aire-combustible y *b*) la temperatura de punto de rocío de los productos.
Respuestas: a) 25.9 lbm aire/lbm combustible, *b*) 105 °F

15-22 Un kilogramo de butano (C_4H_{10}) es quemado con 25 kg de aire que está a 30 °C y 90 kPa. Suponiendo que la combustión es completa y la presión de los productos es de 90 kPa, determine *a*) el porcentaje de aire teórico utilizado y *b*) la temperatura de punto de rocío de los productos.

15-23E Se quema 1 lbm de butano (C_4H_{10}) con 25 lbm de aire que está a 90 °F y 14.7 psia. Suponiendo que la combustión es completa y la presión de los productos es de 14.7 psia, determine *a*) el porcentaje del aire teórico utilizado y *b*) la temperatura de punto de rocío de los productos.
Respuestas: a) 161 por ciento, *b*) 113 °F

15-24 Se quema butano (C_4H_{10}) en 200 por ciento del aire teórico. En caso de combustión completa, ¿cuántos kmol de agua se deben rociar en la cámara de combustión por kmol de combustible si los productos de la combustión deben tener una temperatura de punto de rocío de 50 °C cuando la presión del producto es de 100 kPa?

15-25 Una mezcla combustible de 60 por ciento, a base másica, de metano (CH_4) y 40 por ciento de etanol (C_2H_6O) se quema completamente con aire teórico. Si el flujo total del combustible es de 10 kg/s, determine el flujo necesario de aire. *Respuesta:* 139 kg/s

15-26 Cierto gas natural tiene el siguiente análisis volumétrico: 65 por ciento de CH_4, 8 por ciento de H_2, 18 por ciento de N_2, 3 por ciento de O_2 y 6 por ciento de CO_2. Este gas se quema ahora por completo con la cantidad estequiométrica de aire seco. ¿Cuál es la relación aire-combustible para este proceso de combustión?

15-27 Repita el problema 15-26 reemplazando el aire seco por aire húmedo que entra a la cámara de combustión a 25 °C, 1 atm y 70 por ciento de humedad relativa.

15-28 Un combustible gaseoso con un análisis volumétrico de 45 por ciento de CH_4, 35 por ciento de H_2 y 20 por ciento de N_2 se quema por completo con 130 por ciento del aire teórico. Determine *a*) la relación aire-combustible y *b*) la fracción de vapor de agua que condensaría si los gases del producto se enfriaran a 25 °C a 1 atm.
Respuestas: a) 13.9 kg aire/kg combustible, *b*) 84 por ciento

15-29 Reconsidere el problema 15-28. Usando el software EES (u otro), estudie los efectos de variar los porcentajes de CH_4, H_2 y N_2 que constituyen el combustible y la temperatura de los gases del producto en el rango de 5 a 150 °C.

15-30 Se quema metano (CH_4) con aire seco. El análisis de los productos en base seca es de 5.20 por ciento de CO_2, 0.33 por ciento de CO, 11.24 por ciento de O_2 y 83.23 por ciento de N_2. Determine *a*) la relación aire-combustible y *b*) el porcentaje usado del aire teórico.
Respuestas: a) 34.5 kg aire/kg combustible, *b*) 200 por ciento

15-31 Octano (C_8H_{18}) se quema con aire seco. El análisis volumétrico de los productos sobre una base seca es de 9.21 por ciento de CO_2, 0.61 por ciento de CO, 7.06 por ciento de O_2 y 83.12 por ciento de N_2. Determine *a*) la relación aire-combustible y *b*) el porcentaje de aire teórico utilizado.

15-32 Se quema n-octano (C_8H_{18}) con 60 por ciento de exceso de aire, y 15 por ciento del carbono en el combustible forma monóxido de carbono. Calcule las fracciones molares de los productos y la temperatura de punto de rocío del vapor de agua en los productos cuando éstos están a una presión de 1 atm. *Respuestas:* 0.0678 (CO_2), 0.0120 (CO), 0.0897 (H_2O), 0.0808 (O_2), 0.7498 (N_2), 44.0 °C

15-33 Se quema alcohol metílico (CH_3OH) con 100 por ciento de exceso de aire. Durante la combustión 60 por ciento del carbono en el combustible forma CO_2 y 40 por ciento es convertido a CO. Escriba la ecuación balanceada de reacción y determine la relación aire-combustible.

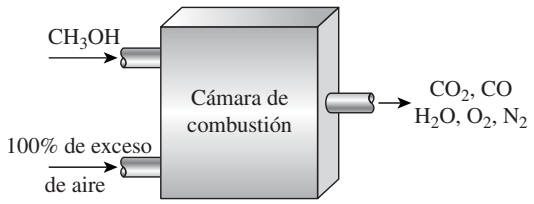


Figura P15-33

15-34 Se quema alcohol etílico (C_2H_5OH) con la cantidad estequiométrica de aire. La combustión es incompleta: 5 por ciento (por volumen) del carbono del combustible forma monóxido de carbono, y 5 por ciento del hidrógeno forma OH. Calcule el peso molecular aparente de los productos.

15-35 Se quema un carbón de Illinois con análisis elemental (en masa) de 67.40 por ciento de C, 5.31 por ciento de H_2, 15.11 por ciento de O_2, 1.44 por ciento de N_2, 2.36 por ciento de S y 8.38 por ciento de cenizas (no combustibles), con 40 por ciento de exceso de aire. Calcule la masa de aire necesaria por unidad de masa de carbón quemado, y el peso molecular aparente del gas producto, haciendo caso omiso del constituyente de ceniza. *Respuestas:* 13.8 kg aire/kg combustible, 29.7 kg/kmol

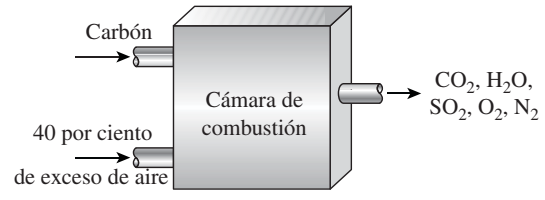


Figura P15-35

15-36 Cierto carbón tiene el siguiente análisis sobre una base másica: 82 por ciento de C, 5 por ciento de H_2O, 2 por ciento de H_2, 1 por ciento de O_2 y 10 por ciento de cenizas. El carbón se quema con 50 por ciento de exceso de aire. Determine la relación aire-combustible.
Respuesta: 15.4 aire/kg de carbón

Entalpía de formación y entalpía de combustión

15-37C ¿Qué es la entalpía de combustión? ¿Cómo se distingue de la entalpía de reacción?

15-38C ¿Qué es la entalpía de formación? ¿Cómo se distingue de la entalpía de combustión?

15-39C ¿Qué son los poderes caloríficos superior e inferior de un combustible? ¿En qué se distinguen? ¿Cómo se relaciona el poder calorífico de un combustible con la entalpía de combustión de ese combustible?

15-40C La $\bar{h}_f^\circ$ del N_2 está listada como cero. ¿Significa esto que el N_2 no contiene energía química en el estado estándar de referencia?

15-41C ¿Cuál contiene más energía química, 1 kmol de H_2 o 1 kmol de H_2O?

15-42 Determine la entalpía de combustión del metano (CH_4) a 25 °C y 1 atm, usando los datos de entalpía de formación de la tabla A-26. Suponga que el agua en los productos está en forma líquida. Compare su resultado con el valor listado en la tabla A-27. *Respuesta:* –890 330 kJ/kmol

15-43 Reconsidere el problema 15-42. Usando el software EES (u otro), estudie el efecto de la temperatura sobre la entalpía de combustión. Grafique la entalpía de combustión como función de la temperatura sobre el rango de 25 a 600 °C.

15-44 Repita el problema 15-42 para etano gaseoso (C_2H_6).

15-45 Repita el problema 15-42 para octano líquido (C_8H_{18}).

15-46 Se quema etano (C_2H_6) a presión atmosférica con la cantidad estequiométrica de aire como el oxidante. Determine el calor rechazado, en kJ/kmol combustible, cuando los productos y los reactivos están a 25 °C y el agua aparece en los productos como vapor.

15-47 ¿Cuál es la presión mínima de los productos del problema 15-46 que asegurará que el agua en los productos estará en forma de vapor?

15-48 Calcule el PCS y el PCI del propano líquido (C_3H_8). Compare sus resultados con los valores de la tabla A-27.

15-49 Calcule los valores caloríficos alto y bajo de un carbón de Illinois que tiene un análisis elemental (por masa) de 67.40 por ciento de C, 5.31 por ciento de H_2, 15.11 por ciento de O_2, 1.44 por ciento de N_2, 2.36 por ciento de S y 8.38 por ciento de ceniza (no combustibles). La entalpía de formación del SO_2 es –297 100 kJ/kmol. *Respuestas:* 32 650 kJ/kg, 31 370 kJ/kg

Análisis de sistemas reactivos con base en la primera ley

15-50C Considere un proceso de combustión completa durante el cual tanto los reactivos como los productos se mantienen en el mismo estado. La combustión se lleva a cabo con *a*) 100 por ciento del aire teórico, *b*) 200 por ciento del aire teórico y *c*) la cantidad químicamente correcta de oxígeno puro. ¿Para cuál caso será máxima la cantidad de transferencia de calor? Explique.

15-51C Considere un proceso de combustión completa durante el cual los reactivos entran a la cámara de combustión

a 20 °C y los productos salen a 700 °C. La combustión se lleva a cabo con *a*) 100 por ciento del aire teórico, *b*) 200 por ciento del aire teórico y *c*) la cantidad químicamente correcta de oxígeno puro. ¿Para cuál caso será mínima la cantidad de transferencia de calor? Explique.

15-52C Deduzca una relación de balance de energía para un sistema reactivo cerrado que sufre un proceso de expansión o compresión de cuasiequilibrio a presión constante.

15-53 Gas acetileno (C_2H_2) se quema por completo con 20 por ciento de exceso de aire durante un proceso de combustión de flujo estable. El combustible y el aire entran en la cámara de combustión a 25 °C, y los productos salen de ella a 1 500 K. Determine *a*) la relación aire-combustible y *b*) la trasferencia de calor para este proceso.

15-54 Propano líquido (C_3H_8) entra en una cámara de combustión a 77 °F a razón de 0.75 lbm/min donde se mezcla y quema con 150 por ciento de exceso de aire que entra en la cámara de combustión a 40 °F. Si la combustión es completa y la temperatura de salida de los gases de combustión es de 1 800 R, determine *a*) el flujo másico del aire y *b*) la razón de la transferencia de calor de la cámara de combustión.
Respuestas: a) 29.4 lbm/min, *b*) 4 479 Btu/min.

15-55 Se quema combustible de propano (C_3H_8) con una relación aire-combustible de 25 en un horno de calentamiento a presión atmosférica. Determine la transferencia térmica por kilogramo de combustible quemado cuando la temperatura de los productos es tal que el agua líquida apenas comienza a formarse en los productos.

15-56 Hidrógeno (H_2) se quema completamente con la cantidad estequiométrica de aire durante un proceso de combustión de flujo estable. Si tanto los reactivos como los productos se mantienen a 25 °C y a 1 atm y el agua en los productos está en su forma líquida, determine la transferencia de calor de la cámara de combustión durante este proceso. ¿Cuál sería su respuesta si la combustión se lograra con 50 por ciento de exceso de aire?

15-57 Se quema gas de n-octano (C_8H_{18}) con 80 por ciento de exceso de aire en un quemador de presión constante. El aire y el combustible entran estacionariamente a este quemador en condiciones estándar y los productos de la combustión salen a 217 °C. Calcule la transferencia térmica, en kJ/kg combustible, durante esta combustión.

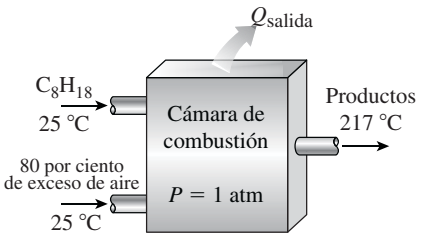


Figura P15-57

15-58 Un carbón de Texas que tiene un análisis final (en masa) de 39.25 por ciento de C, 6.93 por ciento de H_2, 41.11 por ciento de O_2, 0.72 por ciento de N_2, 0.79 por ciento de S y 11.20 por ciento de cenizas (no combustibles) se quema estacionariamente con 40 por ciento de exceso de aire en una caldera de una planta termoeléctrica. El carbón y el aire entran a esta caldera en condiciones estándar y los productos de combustión en la chimenea están a 127 °C. Calcule la transferencia de calor, en kJ/kg combustible, en esta caldera. Incluya el efecto del azufre en el análisis de energía observando que el dióxido de azufre tiene una entalpía de formación de −297 100 kJ/kmol y un calor específico promedio a presión constante de $c_p = 41.7$ kJ/kmol · K.

15-59 Gas octano (C_8H_{18}) que entra a 25 °C se quema estacionariamente con 80 por ciento de exceso de aire a 25 °C, 1 atm y 40 por ciento de humedad relativa. Suponiendo que la combustión es completa y los productos salen de la cámara de combustión a 1 000 K, determine la transferencia de calor para este proceso por unidad de masa de octano.

15-60 Reconsidere el problema 15-59. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la cantidad de exceso de aire sobre la transferencia de calor del proceso de combustión. Haga variar el exceso de aire de 0 a 200 por ciento. Grafique la transferencia de calor contra el exceso de aire y explique los resultados.

15-61 Combustible diesel ($C_{12}H_{26}$) a 25 °C se quema en una cámara de combustión de flujo estable con 20 por ciento de exceso de aire que también entra a 25 °C. Los productos salen de la cámara de combustión a 500 K. Suponiendo que la combustión es completa, determine el flujo másico requerido del combustible diesel para suministrar calor a razón de 2 000 kJ/s.
Respuesta: 49.5 g/s

15-62 Alcohol etílico líquido ($C_5H_5OH(\ell)$) a 25 °C se quema en una cámara de combustión de flujo estable con 40 por ciento de exceso de aire que también entra a 25 °C. Los productos salen de la cámara a 600 K. Suponiendo que la combustión es completa, determine el flujo volumétrico de alcohol etílico requerido, para suministrar calor a razón de 2 000 kJ/s. A 25 °C, la densidad del alcohol etílico líquido es de 790 kg/m^3, el calor específico a una presión constante es de 114.08 kJ/mol · K, y la entalpía de vaporización es de 42 340 kJ/kmol.
Respuesta: 6.81 L/min

15-63 Una mezcla gaseosa combustible, que es 40 por ciento de propano (C_3H_8) y 60 por ciento de metano (CH_4) por volumen, se mezcla con la cantidad teórica de aire seco, y se quema en un proceso de flujo uniforme y presión constante, a 100 kPa. Tanto el combustible como el aire entran a la cámara de combustión a 298 K, y sufren un proceso completo de combustión. Los productos salen de la cámara de combustión a 423 K. Determine

a) la ecuación de combustión balanceada,
b) la cantidad de vapor de agua condensada de los productos, y
c) el flujo necesario de aire en kg/h cuando el proceso de combustión produce una salida de transferencia térmica de 140 000 kJ/h.

	$\overline{h}_f^\circ$, kJ/kmol	M, kg/kmol	$\overline{c}_p$, kJ/kmol · K
$C_3H_8(g)$	−103 850	44	
$CH_4(g)$	−74 850	16	
CO_2	−393 520	44	41.16
CO	−110 530	28	29.21
$H_2O(g)$	−241 820	18	34.28
$H_2O(l)$	−285 830	18	75.24
O_2		32	30.14
N_2		28	29.27

Respuesta: c) 50.1 kg/h

15-64 El combustible gaseoso E10 es 10 por ciento de etanol (C_2H_6O) y 90 por ciento de octano (C_8H_{18}), sobre la base de kmoles. Este combustible se quema con 110 por ciento de aire teórico. Durante el proceso de combustión, 90 por ciento del carbono en el combustible se convierte a CO_2, y 10 por ciento se convierte en CO. Determine

a) la ecuación de combustión balanceada,
b) la temperatura de punto de rocío de los productos, en °C para una presión de productos de 100 kPa,
c) la transferencia de calor para el proceso en kJ después de que se han quemado 2.5 kg de combustible y los reactivos y los productos están a 25 °C mientras el agua en los productos continúa como gas, y
d) la humedad relativa del aire atmosférico para el caso en que el aire está a 25 °C y 100 kPa, y se encuentra que los productos contienen 9.57 kmol de vapor de agua por kmol de combustible quemado.

	$\overline{h}_f^\circ$, kJ/kmol	M, kg/kmol
$C_8H_{18}(g)$	−208 450	114
$C_2H_6O(g)$	−235 310	46
CO_2	−393 520	44
CO	−110 530	28
$H_2O/(g)$	−241 820	18
$H_2O(l)$	−285 830	18
O_2		32
N_2		28

Respuestas: b) 50.5 °C, *c)* 105.5 MJ, *d)* 59.9 por ciento

15-65 Un recipiente de volumen constante contiene una mezcla de 120 g de gas metano (CH_4) y 600 g de O_2 a 25 °C y 200 kPa. El contenido del recipiente se enciende ahora y el gas se quema por completo. Si la temperatura final es de 1 200 K, determine *a*) la presión final en el recipiente y *b*) la transferencia de calor durante este proceso.

15-66 Reconsidere el problema 15-65. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la temperatura final sobre la presión final y la transferencia de calor para el proceso de combustión. Haga variar la temperatura final de 500 a 1 500 K. Grafique la presión final y la transferencia de calor contra la temperatura final y explique los resultados.

15-67E Una lbmol de metano (CH_4) sufre combustión completa con la cantidad estequiométrica de aire en un contenedor rígido. Inicialmente, el aire y el metano están a 14.4 psia y 77 °F. Los productos de combustión están a 800 °F. ¿Cuánto calor se rechaza del contenedor, en Btu/lbmol combustible?

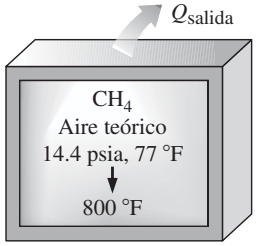


Figura P15-67E

15-68 Una cámara de combustión cerrada está diseñada para mantener una presión constante de 300 kPa durante un proceso de combustión. La cámara de combustión tiene un volumen inicial de 0.5 m^3 y contiene una mezcla estequiométrica de gas octano (C_8H_{18}) y aire a 25 °C. La mezcla se enciende y se observa que los gases del producto están a 1 000 K al final del proceso de combustión. Suponiendo una combustión completa y tratando tanto a los reactivos como a los productos como gases ideales, determine la transferencia de calor de la cámara de combustión durante este proceso.
Respuesta: 3 610 kJ

15-69 Para suministrar aire calentado a una casa, un horno de gas de alta eficiencia quema propano gaseoso (C_3H_8) con una eficiencia de combustión de 96 por ciento. Tanto el combustible como 140 por ciento del aire teórico entran a la cámara de combustión a 25 °C y 100 kPa, y la combustión es completa. Como éste es un horno de alta eficiencia, los productos de combustión se enfrían a 25 °C y 100 kPa antes de salir del horno. Para mantener la casa a la temperatura deseada, se necesita una tasa de transferencia de calor de 31 650 kJ/h del horno. Determine el volumen de agua condensada de los gases de combustión por día. *Respuesta:* 8.7 L/día

Temperatura de flama adiabática

15-70C Un combustible se quema por completo, primero con la cantidad estequiométrica de aire y luego con la cantidad estequiométrica de oxígeno puro. ¿Para cuál caso será más alta la temperatura de flama adiabática?

15-71C Un combustible a 25 °C se quema en una cámara de combustión bien aislada de flujo estacionario con aire que también está a 25 °C. ¿En qué condiciones será máxima la temperatura de flama adiabática?

15-72 Estime la temperatura adiabática de llama de un soplete de corte de acetileno (C_2H_2), en °C, que usa una cantidad estequiométrica de oxígeno puro. *Respuesta:* 8 850 °C

15-73 Compare la temperatura adiabática de la llama del combustible de propano (C_3H_8) cuando se quema con la cantidad estequiométrica de aire y cuando se quema con 20 por ciento de exceso de aire. Los reactivos están a 25 °C y 1 atm.

15-74 Gas acetileno (C_2H_2) a 25 °C es quemado durante un proceso de combustión de flujo estable con un 30 por ciento de exceso de aire a 27 °C. Se observa que 75 000 kJ del

calor se cede de la cámara de combustión a los alrededores por kmol de acetileno. Suponiendo que la combustión es completa, determine la temperatura de salida de los gases producto de la combustión. *Respuesta:* 2 301 K

15-75 Gas octano (C_6H_{18}) a 25 °C es quemado establemente con 30 por ciento de exceso de aire a 25 °C, 1 atm y 60 por ciento de humedad relativa. Suponiendo que la combustión es completa y adiabática, calcule la temperatura de salida de los gases producto de la combustión.

15-76 Reconsidere el problema 15-75 y mediante el software EES (u otro), investigue el efecto de la humedad relativa sobre la temperatura de salida de los gases producto de la combustión. Grafique la temperatura de los gases producto en función de la humedad relativa para $0 < \phi < 100$ por ciento.

15-77 Un carbón de Pensilvania, que tiene un análisis másico elemental de 84.36 por ciento de C, 1.89 por ciento de H_2, 4.40 por ciento de O_2, 0.63 por ciento de N_2, 0.89 por ciento de S y 7.83 por ciento de cenizas (no combustibles), se quema en una caldera industrial con 100 por ciento de exceso de aire. Esta combustión es incompleta, con 3 por ciento por volumen del carbono presente en los productos formando monóxido de carbono. ¿Cuál es el impacto de la combustión incompleta sobre la temperatura adiabática de llama en °C, en comparación con el caso de combustión completa? Desprecie el efecto del azufre en el balance de energía.

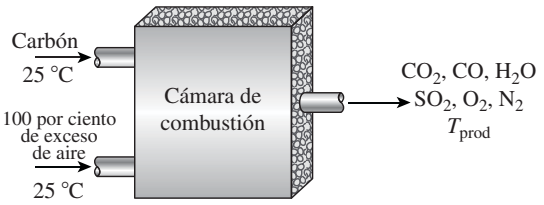


Figura P15-77

15-78 Un recipiente adiabático de volumen constante contiene una mezcla de 1 kmol de gas hidrógeno (H_2) y la cantidad estequiométrica de aire a 25 °C y 1 atm. El contenido del recipiente se enciende ahora. Suponiendo combustión completa, determine la temperatura final en el recipiente.

15-79 Se quema metano (CH_4) con 200 por ciento de exceso de aire en un contenedor adiabático de volumen constante. Inicialmente, el aire y el metano están a 1 atm y 25 °C. Suponiendo combustión completa, determine la presión y la temperatura finales de los productos de combustión.
Respuestas: 474 kPa, 1 393 K

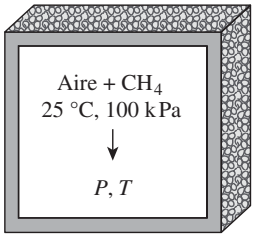


Figura P15-79

Cambio de entropía y análisis de sistemas reactivos con base en la segunda ley

15-80C Exprese el principio de incremento de entropía para sistemas químicos reactivos.

15-81C ¿Cómo se determinan los valores absolutos de entropía de los gases ideales a presiones diferentes de una atmósfera?

15-82C ¿Qué representa la función de Gibbs $\bar{g}_f^\circ$ de formación de un compuesto?

15-83 Octano líquido (C_8H_{18}) entra a una cámara de combustión de flujo estacionario a 25 °C y 1 atm a razón de 0.25 kg/min. Se quema con 50 por ciento de exceso de aire que también entra a 25 °C y 1 atm. Los productos se dejan enfriar a 25 °C. Suponiendo combustión completa y que todo el H_2O en los productos está en forma líquida, determine *a*) la tasa de transferencia de calor de la cámara de combustión, *b*) la tasa de generación de entropía y *c*) la tasa de destrucción de exergía. Suponga que $T_0 = 298$ K y que los productos salen de la cámara de combustión a una presión de 1 atm.

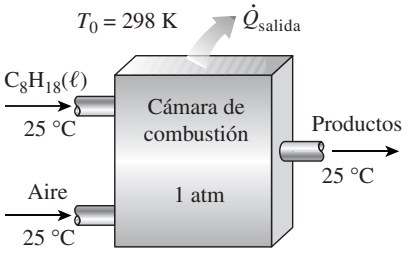


Figura P15-83

15-84E Benceno gaseoso (C_6H_6) a 1 atm y 77 °F se quema durante un proceso de combustión de flujo estacionario con 90 por ciento del aire teórico que entra a la cámara de combustión a 77 °F y 1 atm. Todo el hidrógeno en el combustible se quema a H_2O, pero parte del carbono se quema a CO. Se pierde calor al entorno a 77 °F, y los productos salen de la cámara de combustión a 1 atm y 1 900 R. Determine *a*) la transferencia de calor de la cámara de combustión y *b*) la destrucción de exergía.

15-85 Entra propano líquido (C_3H_8) a una cámara de combustión de flujo estacionario a 25 °C y 1 atm a razón de 0.4 kg/min y se mezcla y quema con 150 por ciento de exceso de aire que entra a la cámara de combustión a 12 °C. Si los productos de combustión salen a 1 200 K y 1 atm, determine *a*) el flujo másico de aire, *b*) la tasa de transferencia de calor de la cámara de combustión y *c*) la tasa de generación de entropía durante este proceso. Suponga $T_0 = 25$ °C.
Respuestas: a) 15.7 kg/min, *b*) 1 732 kJ/min, *c*) 34.2 kJ/min · K

15-86 Reconsidere el problema 15-85. Usando el software EES (u otro), estudie el efecto de variar la temperatura del entorno de 0 a 38 °C sobre la tasa de destrucción de exergía, y grafíquela como función de la temperatura del entorno.

15-87 Se quema n-octano (C_8H_{18}) en un quemador de presión constante de un motor de avión con 70 por ciento de exceso

de aire. El aire entra a este quemador a 600 kPa y 327 °C, el combustible líquido se inyecta a 25 °C, y los productos de combustión salen a 600 kPa y 1 067 °C. Determine la generación de entropía y la destrucción de exergía por unidad de masa de combustible durante este proceso de combustión. Tome $T_0 = 25$ °C.

15-88 Un motor de automóvil usa alcohol metílico (CH_3OH) como combustible, con 200 por ciento de exceso de aire. El aire entra a este motor a 1 atm y 25 °C. Se mezcla combustible líquido a 25 °C con este combustible antes de la combustión. Los productos de escape salen del sistema de escape a 1 atm y 77 °C. ¿Cuál es la cantidad máxima de trabajo en kJ/kg de combustible que puede producir este motor? Considere T_0 = 25 °C. *Respuesta:* 22.8 MJ/kg de combustible

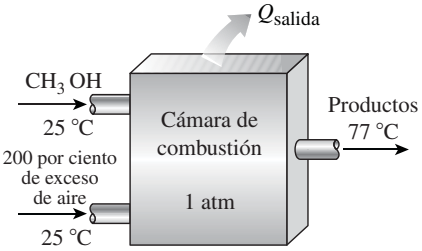


Figura P15-88

15-89 Se suministra gas CO a 37 °C y 110 kPa a una cámara de combustión de flujo estable a razón de 0.4 m^3/min y aire a 25 °C y 110 kPa a razón de 1.5 kg/min. Se transfiere calor a un medio a 800 K, y los productos de combustión dejan la cámara de combustión a 900 K. Suponiendo que la combustión es completa y T_0 = 25 °C, determine *a*) la razón de transferencia de calor de la cámara de combustión y *b*) la razón de destrucción de exergía.
Respuestas: a) 3 567 kJ/min, *b*) 1 610 kJ/min

15-90 Gas acetileno (C_2H_2) se quema por completo con 20 por ciento de exceso de aire durante un proceso de combustión de flujo estable. El combustible y el aire entran por separado a la cámara de combustión a 25 °C y 1 atm, y el calor de la cámara de combustión se cede a los alrededores a 25 °C a razón de 300 000 kJ/kmol C_2H_2. Los productos de la combustión salen de la cámara de combustión a una presión de 1 atm. Determine *a*) la temperatura de los productos, *b*) el cambio de entropía total por kmol de C_2H_2 y *c*) la destrucción de exergía durante este proceso.

Problemas de repaso

15-91 Una muestra de 1 g de cierto combustible se quema en un calorímetro de bomba que contiene 2 kg de agua en presencia de 100 g de aire en la cámara de reacción. Si la temperatura del agua se eleva en 2.5 °C cuando se establece el equilibrio, determine el poder calorífico del combustible, en kJ/kg.

15-92 Un combustible gaseoso con 80 por ciento de CH_4, 15 por ciento de N_2 y 5 por ciento de O_2 (sobre una base molar) se quema completamente con 120 por ciento de aire teórico que ingresa a la cámara de combustión a 30 °C, 100 kPa y 60 por ciento de humedad relativa. Determine *a*) la relación aire-combustible y *b*) el flujo volumétrico de aire requerido para quemar el combustible a razón de 2 kg/min.

15-93E Se quema hidrógeno con 100 por ciento de exceso de aire que entra a la cámara de combustión a 80 °F, 14.5 psia y 60 por ciento de humedad relativa. Suponiendo combustión completa, determine *a*) la relación aire-combustible y *b*) el flujo volumétrico de aire necesario para quemar el hidrógeno a razón de 40 lbm/h.

15-94E Se quema combustible de propano (C_3H_8) con la cantidad estequiométrica de aire en un calentador de agua. Los productos de la combustión están a una presión de 1 atm y 120 °F. ¿Qué fracción del vapor de agua en los productos es vapor?

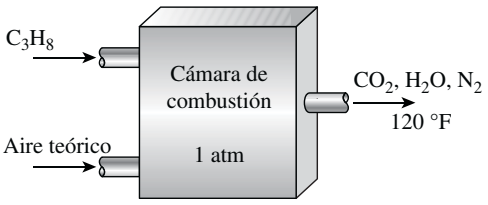


Figura P15-94E

15-95 Se quema un carbón de Utah que tiene un análisis elemental másico de 61.40 por ciento de C, 5.79 por ciento de H_2, 25.31 por ciento de O_2, 1.09 por ciento de N_2, 1.41 por ciento de S, 5.00 por ciento de cenizas (no combustibles), con 25 por ciento de exceso de aire en una caldera industrial. Suponiendo combustión completa y que la presión en la chimenea de la caldera es de 1 atm, calcule la temperatura mínima en °C de los productos de combustión antes de que se comience a formar agua líquida en la chimenea de humo. *Respuesta:* 41.3 °C

15-96 Se quema combustible de metano (CH_4) con 15 por ciento de exceso de aire en un horno para calefacción de espacios. La presión en la chimenea es de 1 atm. Suponiendo combustión completa, determine la temperatura de los productos de combustión a la que comenzará a formarse agua líquida en la chimenea.

15-97 Una mezcla de 40 por ciento en volumen de metano (CH_4) y 60 por ciento en volumen de propano (C_3H_8) se quema por completo con aire teórico y sale de la cámara de combustión a 100 °C. Los productos tienen una presión de 100 kPa y se enfrían a presión constante a 39 °C. Trace el diagrama *T-s* para el vapor de agua que no se condensa, si hay alguno. ¿Cuánta del agua formada durante el proceso de combustión se condensará, en kmol H_2O/kmol combustible? *Respuesta:* 1.96

15-98 Una mezcla gaseosa combustible de 60 por ciento de propano (C_3H_8) y 40 por ciento de butano (C_4H_{10}), sobre base volumétrica, se quema en aire de tal manera que la relación aire-combustible es de 19 kg aire/kg combustible cuando el proceso es de combustión completa. Determine *a*) los moles de nitrógeno en el suministro de aire al proceso de combustión, en kmol/kmol combustible, *b*) los moles de agua que se forman en el proceso de combustión, en kmol/kmol combustible y *c*) los moles de oxígeno en los gases productos en kmol combustible. *Respuestas: a*) 25.7, *b*) 4.4, *c*) 1.23

15-99 Una mezcla de combustible líquido-gas está compuesta por 90 por ciento de octano (C_8H_{18}) y 10 por ciento de alcohol (C_2H_5OH), por cada mol. Este combustible se quema con 200 por ciento de aire seco teórico. Escriba la ecuación balanceada de la reacción para la combustión completa de esta mezcla combustible. Determine *a*) la relación de aire teórico-combustible de esta reacción, *b*) la relación producto-combustible de esta reacción, *c*) la relación aire-flujo para una razón de flujo de mezcla de combustible de 5 kg/s y *d*) el valor de calentamiento menor de la mezcla de combustible con 200 por ciento de aire teórico a 25 °C. *Respuestas: a*) 14.83 kg aire/kg de combustible, *b*) 30.54 kg de producto/kg de combustible, *c*) 148.3 kg/s, *d*) 43 760 kJ/kg de combustible

15-100 Se suministra gas CO a una cámara de combustión de flujo estacionario a 37 °C y 110 kPa a razón de 0.4 m^3/min, y aire a 25 °C y 110 kPa a razón de 1.5 kg/min. Los productos de combustión salen de la cámara de combustión a 900 K. Suponiendo que la combustión es completa, determine la tasa de transferencia de calor de la cámara de combustión.

15-101 Inicialmente un tanque rígido de 6 m^3 contiene una mezcla de 1 kmol de gas hidrógeno (H_2) y la cantidad estequiométrica de aire a 25 °C. El contenido del tanque se enciende y todo el hidrógeno en el combustible se quema a H_2O. Si se enfría la combustión de los productos a 25 °C, determine *a*) la fracción de H_2O que se condensa y *b*) la transferencia de calor de la cámara de combustión durante este proceso.

15-102 Se quema gas de etanol (C_2H_6O) con 110 por ciento de aire teórico. Durante el proceso de combustión, 90 por ciento del carbono en el combustible se convierte a CO_2, y 10 por ciento se convierte a CO. Determine

a) los kmoles teóricos de O_2 necesarios para la combustión completa de 1 kmol de etanol,
b) la ecuación balanceada de combustión para el proceso de combustión incompleta y
c) la tasa de transferencia de calor del proceso de combustión, en kW, cuando se queman 3.5 kg/h de combustible, cuando los reactivos y los productos están a 25 °C, permaneciendo como gas el agua en los productos.

	$\overline{h}_f^\circ$, kJ/kmol	M, kg/kmol
$C_2H_6O(g)$	−235 310	46
CO_2	−393 520	44
CO	−110 530	28
$H_2O(g)$	−241 820	18
$H_2O(l)$	−285 830	18
O_2		32
N_2		28

15-103 Entra gas propano (C_3H_8) a una cámara de combustión de flujo estacionario a 1 atm y 25 °C y se quema con aire que entra a la cámara de combustión en el mismo estado. Determine la temperatura de flama adiabática para *a*) combustión completa con 100 por ciento del aire teórico, *b*) combustión completa con 200 por ciento del aire teórico y *c*) combustión incompleta (algo de CO en los productos) con 90 por ciento del aire teórico.

15-104 Determine la temperatura más alta posible que se puede obtener cuando se quema estacionariamente gasolina líquida (supuesta como C_8H_{18}) a 25 °C con el aire a 25 °C y 1 atm. ¿Cuál sería su respuesta si se usara oxígeno puro a 25 °C en vez de aire para quemar el combustible?

15-105 Propano líquido ($C_3H_8(\ell)$) ingresa a una cámara de combustión a 25 °C y 1 atm a razón de 0.4 kg/min cuando se mezcla y quema con 150 por ciento de exceso de aire que entra en la cámara de combustión a 25 °C. La transferencia de calor del proceso de combustión es de 53 kW. Escriba la ecuación de combustión balanceada y determine *a*) el flujo másico del aire; *b*) la masa molar promedio (peso molecular) de los gases producto; *c*) el calor específico promedio a presión constante de los gases producto, y *d*) la temperatura de los productos de la combustión. *Respuestas: a*) 15.63 kg/min, *b*) 28.63 kg/kmol, *c*) 36 kj/kmol · K, *d*) 1 282 K.

15-106E Determine el potencial de trabajo de 1 lbmol de combustible diesel ($C_{12}H_{26}$) a 77 °F y 1 atm en un entorno al mismo estado. *Respuesta:* 3 375 000 Btu

15-107 Se quema n-octano (C_8H_{18}) con 30 por ciento de exceso de aire; 10 por ciento del carbono forma monóxido de carbono. Determine el trabajo máximo que se puede producir, en kJ/kg de combustible, cuando el aire, el combustible y los productos están todos a 25 °C y 1 atm.

15-108 Una caldera de vapor de agua calienta agua líquida de 200 °C a vapor sobrecalentado a 4 MPa y 400 °C. Se quema combustible de metano a presión atmosférica con 50 por ciento de exceso de aire. El combustible y el aire entran a la caldera a 25 °C, y los productos de combustión salen a 227 °C. Calcule *a*) la cantidad de vapor que se genera por unidad de masa de combustible que se quema, *b*) el cambio en la exergía para el flujo de combustible, en kJ/kg combustible, *c*) el cambio en exergía para el flujo de vapor de agua, en kJ/kg vapor de agua y *d*) el potencial de trabajo que se pierde, en kJ/kg combustible. Tome $T_0 = 25$ °C.
Respuestas: a) 18.72 kg vapor/kg combustible, *b*) 49 490 kJ/kg combustible, *c*) 1 039 kJ/kg vapor de agua y *d*) 30 040 kJ/kg combustible

15-109 Repita el problema 15-108 usando un carbón de Utah que tiene un análisis final (por masa) de 61.40 por ciento de C, 5.79 por ciento de H_2, 25.31 por ciento de O_2, 1.09 por ciento de N_2, 1.41 por ciento de S y 5.00 por ciento de cenizas (no combustibles). Desprecie el efecto del azufre en los balances de energía y entropía.

15-110 Octano líquido (C_8H_{18}) entra a una cámara de combustión a 25 °C y 8 atm a razón de 0.8 kg/min. Se quema con 200 por ciento de exceso de aire que se comprime y precalienta a 500 K y 8 atm antes de entrar a la cámara de combustión. Después de la combustión, los productos entran a una turbina adiabática a 1 300 K y 8 atm y salen de ella a 950 K y 2 atm. Suponiendo una combustión completa y $T_0 = 25$ °C, determine *a*) la razón de transferencia de calor de la cámara de combustión, *b*) la potencia de salida de la turbina y *c*) el trabajo reversible y destrucción de exergía de todo el proceso.
Respuestas: a) 770 kJ/min, *b*) 263 kW, *c*) 514 kW, 251 kW

15-111 Desarrolle una expresión para el valor superior de valor calórico de un alcano gaseoso C_nH_{2n+2}, en términos de n.

15-112 El horno de una planta de generación eléctrica dada se puede considerar que consiste en dos cámaras: una cámara de combustión adiabática donde el combustible se quema por completo y adiabáticamente, y un intercambiador de calor donde el calor se transfiere isotérmicamente a una máquina térmica de Carnot. Los gases de combustión en el intercambiador de calor se mezclan bien, de modo que el intercambiador de calor está a una temperatura uniforme en todo momento que es igual a la temperatura de salida de los gases producidos, T_p. La producción de trabajo por la máquina térmica de Carnot se puede expresar como

$$W = Q\eta_C = Q\left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right)$$

donde Q es la magnitud de la transferencia de calor a la máquina térmica y T_0 es la temperatura del entorno. La producción de trabajo por la máquina de Carnot será cero ya sea cuando $T_p = T_{fa}$ (lo cual significa que los gases de combustión entrarán al intercambiador de calor y saldrán de él a la temperatura de flama adiabática T_{fa} y por lo tanto $Q = 0$) o cuando $T_p = T_0$ (lo cual significa que la temperatura de los gases de combustión en el intercambiador de calor será T_0 y por lo tanto $\eta_C = 0$), y alcanzará un máximo en algún punto intermedio. Tratando los gases de combustión como gases ideales con calores específicos constantes y suponiendo que no hay cambio en su composición en el intercambiador de calor, demuestre que la producción de trabajo de la máquina térmica de Carnot será máxima cuando

$$T_p = \sqrt{T_{fa}T_0}$$

También demuestre que la producción máxima de la máquina de Carnot en este caso es

$$W_{máx} = CT_{fa}\left(1 - \sqrt{\frac{T_0}{T_{fa}}}\right)^2$$

donde C es una constante cuyo valor depende de la composición de los gases de combustión y sus calores específicos.

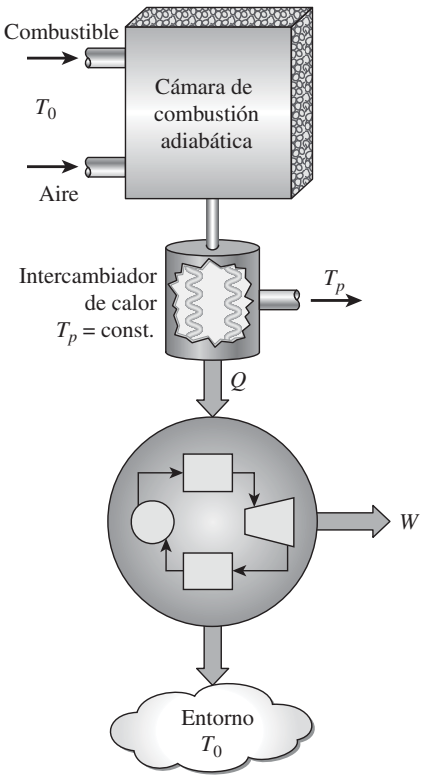


Figura P15-112

15-113 Considere la combustión de un combustible de hidrocarburo C_nH_m, con exceso sobre el aire teórico y combustión incompleta de acuerdo con la reacción química como sigue:

$$C_nH_m + (1 + B)A_{teó}(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow DCO_2 + ECO + FH_2O + GO_2 + JN_2$$

donde $A_{teó}$ es el O_2 teórico necesario para este combustible, y B es la cantidad de exceso de aire, en forma decimal. Si a es la fracción de carbono en el combustible que se convierte a dióxido de carbono y b es la fracción restante que se convierte a monóxido de carbono, determine los coeficientes $A_{teó}$, D, E, F, G y J para una cantidad fija B de exceso de aire. Escriba los coeficientes D, E, F, G y J como funciones de n, m, a, b, B y $A_{teó}$ en las formas correctas más simples.

15-114 Considere la combustión de una mezcla de un alcohol, $C_nH_mO_x$, y un combustible de hidrocarburo, C_wH_z, con exceso de aire teórico, y combustión incompleta de acuerdo con la reacción química como sigue:

$$y_1C_nH_mO_x + y_2C_wH_z + (1 + B)A_{teó}(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow DCO_2 + ECO + FH_2O + GO_2 + JN_2$$

donde y_1 y y_2 son las fracciones molares de la mezcla combustible, $A_{teó}$ es el O_2 teórico necesario para este combustible y B es la cantidad de exceso de aire, en forma decimal. Si a es la fracción de carbono en el combustible que se convierte en dióxido de carbono y b es la cantidad restante que se convierte en monóxido de carbono, determine los coeficientes $A_{teó}$, D, E, F, G y J para una cantidad B de exceso de aire. Escriba los coeficientes D, E, F, G y J como funciones de y_1, y_2, n, m, x, w, z, a, b, B y $A_{teó}$ en las formas correctas más simples.

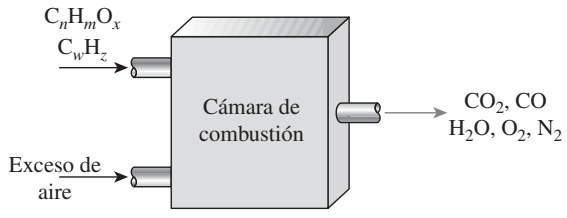


Figura P15-114

15-115 Utilizando el software EES (u otro) determine la temperatura adiabática de flama de los combustibles $CH_4(g)$, $C_2H_2(g)$, $CH_3OH(g)$, $C_8H_{18}(\ell)$. Suponga que

tanto el combustible como el aire entran en una cámara de combustión de flujo estable a 25 °C.

15-116 Usando el software EES (u otro), determine el efecto de la cantidad de aire en la temperatura de flama adiabática de octano líquido (C_8H_{18}). Suponga que tanto el aire como el octano están inicialmente a 25 °C. Determine la temperatura de flama adiabática para 75, 90, 100, 120, 150, 200, 300, 500 y 800 por ciento del aire teórico. Suponga que el hidrógeno en el combustible se quema a H_2O y el carbón a CO_2, salvo cuando hay una deficiencia de aire. En este último caso, suponga que parte del carbono forma CO. Grafique la temperatura de flama adiabática contra el porcentaje del aire teórico y explique los resultados.

15-117 Usando el software EES (u otro), determine el combustible, entre $CH_4(g)$, $C_2H_2(g)$, $C_2H_6(g)$, $C_3H_8(g)$, $C_8H_{18}(\ell)$, que da la temperatura máxima cuando se quema completamente en una cámara adiabática de volumen constante con la cantidad teórica de aire. Suponga que los reactivos están en el estado estándar de referencia.

15-118 Utilizando el software EES (u otro), escriba un programa general para determinar la transferencia de calor durante la combustión completa del combustible de hidrocarburo (C_nH_m) a 25 °C en una cámara de combustión de flujo estable cuando se especifican el porcentaje de exceso de aire y las temperaturas del aire y los productos. Como ejemplo, determine la transferencia de calor por unidad de masa de combustible cuando propano líquido (C_3H_8) se quema de manera estable con 50 por ciento de exceso de aire a 25 °C y los productos de la combustión salen de la cámara de combustión a 1 800 K.

15-119 Mediante el software EES (u otro), determine la razón de transferencia de calor para los combustibles $CH_4(g)$, $C_2H_2(g)$, $CH_3OH(g)$, $C_3H_8(g)$ y $C_8H_{18}(\ell)$ cuando se queman completamente en una cámara de combustión de flujo estable con la cantidad teórica de aire. Considere que los reactivos entran a la cámara de combustión a 298 K y que los productos salen de ella a 1 200 K.

15-120 Mediante el software EES (u otro) repita el problema 15-119 para *a*) 50, *b*) 100 y *c*) 200 por ciento de exceso de aire.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

15-121 Se quema estacionariamente un combustible en una cámara de combustión. La temperatura de combustión será máxima salvo cuando

a) el combustible se precalienta.
b) el combustible se quema con deficiencia de aire.
c) el aire es seco.
d) la cámara de combustión está bien aislada.
e) la combustión es completa.

15-122 Se quema un combustible con 70 por ciento del aire teórico. Esto es equivalente a

a) 30 por ciento de exceso de aire
b) 70 por ciento de exceso de aire
c) 30 por ciento de deficiencia de aire
d) 70 por ciento de deficiencia de aire
e) cantidad estequiométrica de aire

15-123 Se quema propano (C_3H_{18}) con 150 por ciento del aire teórico. La relación másica aire-combustible para este proceso de combustión es

a) 5.3 *b*) 10.5 *c*) 15.7
d) 23.4 *e*) 39.3

15-124 Un kilomol de metano (CH_4) se quema con una cantidad desconocida de aire durante un proceso de combustión. Si la combustión es completa y hay 1 kmol de O_2 libre en los productos, la relación másica aire-combustible es

a) 34.6 *b*) 25.7 *c*) 17.2
d) 14.3 *e*) 11.9

15-125 Una mezcla equimolar de dióxido de carbono y vapor de agua a 1 atm y 60 °C entra a una sección de deshumidificación donde todo el vapor de agua se condensa y se quita de la mezcla, y el dióxido de carbono sale a 1 atm y 60 °C. El cambio de entropía del dióxido de carbono en la sección de deshumidificación es

a) -2.8 kJ/kg · K *b*) -0.13 kJ/kg · K *c*) 0
d) 0.13 kJ/kg · K *e*) 2.8 kJ/kg · K

15-126 Se quema metano (CH_4) completamente con 80 por ciento de exceso de aire durante un proceso de combustión de flujo estacionario. Si tanto los reactivos como los productos se mantienen a 25 °C y 1 atm y el agua en los productos existe en forma líquida, la transferencia de calor de la cámara de combustión por unidad de masa de metano es

a) 890 MJ/kg *b*) 802 MJ/kg *c*) 75 MJ/kg
d) 56 MJ/kg *e*) 50 MJ/kg

15-127 El poder calorífico superior del combustible de hidrocarburos C_nH_m con $m = 8$ está dado como 1 560 MJ/kmol de combustible. Entonces, su poder calorífico inferior es

a) 1 384 MJ/kmol *b*) 1 208 MJ/kmol
c) 1 402 MJ/kmol *d*) 1 514 MJ/kmol
e) 1 551 MJ/kmol

15-128 Se quema gas acetileno (C_2H_2) por completo durante un proceso de combustión de flujo estacionario. El combustible y el aire entran a la cámara de combustión a 25 °C, y los productos salen a 1 500 K. Si la entalpía de los productos con relación al estado estándar de referencia es -404 MJ/kmol de combustible, la transferencia de calor de la cámara de combustión es

a) 177 MJ/kmol *b*) 227 MJ/kmol *c*) 404 MJ/kmol
d) 631 MJ/kmol *e*) 751 MJ/kmol

15-129 Se quema gas benceno (C_6H_6) con 95 por ciento de aire teórico durante un proceso de combustión de flujo estacionario. La fracción molar de CO en los productos es

a) 8.3 por ciento *b*) 4.7 por ciento *c*) 2.1 por ciento
d) 1.9 por ciento *e*) 14.3 por ciento

15-130 Un combustible se quema durante un proceso de combustión de flujo estacionario. Se pierde calor al entorno a 300 K a razón de 1 120 kW. La entropía de los reactivos que

entran por unidad de tiempo es 17 kW/K, y la de los productos es 15 kW/K. La tasa total de destrucción de exergía durante este proceso de combustión es

a) 520 kW *b*) 600 kW *c*) 1 120 kW
d) 340 kW *e*) 739 kW

Problemas de diseño y ensayo

15-131 Diseñe un proceso de combustión idóneo para usarse en un motor de turbina de gas. Analice las posibles selecciones de combustible para las diversas aplicaciones del motor.

15-132 Un método promisorio de generación de electricidad por conversión directa de energía es el uso de generadores magnetohidrodinámicos (MHD). Escriba un ensayo sobre el estado actual de los generadores MHD. Explique sus principios de operación y en qué difieren de las centrales eléctricas convencionales. Analice los problemas que necesitan superarse antes de que los generadores MHD sean rentables.

15-133 ¿Qué es el combustible oxigenado? ¿Cuál sería el valor de los combustibles oxigenados en comparación con los combustibles comparables de hidrocarburos en función de su masa unitaria? ¿Por qué el uso de combustibles oxigenados es obligatorio en algunas de las principales ciudades en los meses de invierno?

15-134 La eliminación segura de materiales de desecho peligrosos es una preocupación ambiental de gran importancia para las sociedades industrializadas, y crea problemas retadores para los ingenieros. Los métodos de eliminación que se usan comúnmente incluyen el rellenado de terrenos, enterramiento bajo tierra, el reciclaje y la incineración o quemado. La incineración se usa frecuentemente como un medio práctico de eliminación de desechos combustibles como materiales orgánicos. Los reglamentos de la EPA exigen que el material de desecho se queme casi por completo por encima de una temperatura especificada sin contaminar el ambiente. Para mantener la temperatura por encima de un cierto nivel, típicamente alrededor de 1 100 °C, se necesita usar un combustible cuando la combustión del material de desecho por sí solo no es suficiente para obtener la temperatura mínima especificada.

Cierto proceso industrial genera una solución líquida de etanol y agua como producto de desecho a razón de 10 kg/s. La fracción másica de etanol en la solución es 0.2. Esta solución se va a quemar usando metano como combustible (CH_4) en una cámara de combustión de flujo estacionario. Proponga un proceso de combustión que cumpla esta tarea con una cantidad mínima de metano. Exprese sus suposiciones.

15-135 Con frecuencia se utilizan embarcaciones de volumen constante que contienen mezclas inflamables de vapores de hidrocarburos y aire a bajas presiones. Aunque la ignición de tales mezclas es muy improbable pues no hay otra fuente de combustión en el tanque, los códigos de seguridad y diseño exigen que el tanque soporte cuatro veces la presión que pudiera ocurrir en caso de que el tanque explotara. Para presiones operativas por debajo de 25 kPa, determine la presión a la que las embarcaciones deben diseñarse con el fin de cumplir con los requerimientos de los códigos para *a*) acetileno $C_2H_2(g)$, *b*) propano $C_3H_8(g)$ y *c*) *n*-octano $C_8H_{18}(g)$. Justifique cualquier suposición que haga.

15-136 Una planta termoeléctrica usa un carbón de Pensilvania que tiene un análisis final (por masa) de 84.36 por ciento de C, 1.89 por ciento de H_2, 4.40 por ciento de O_2, 0.63 por ciento de N_2, 0.89 por ciento de S y 7.83 por ciento de cenizas (no combustibles), como combustible para sus calderas. La planta está cambiando del carbón de Pensilvania a un carbón de Illinois que tiene un análisis final (por masa) de 67.40 por ciento de C, 5.31 por ciento de H_2, 15.11 por ciento de O_2, 1.44 por ciento de N_2, 2.36 por ciento de S y 8.38 por ciento de cenizas (no combustibles), como combustible para sus calderas. Con el carbón de Pensilvania las calderas usaban 15 por ciento de exceso de aire. Desarrolle un programa para el nuevo carbón que muestre el calor liberado, la temperatura de punto de rocío en la chimenea, la temperatura de flama adiabática y la producción de dióxido de carbono para varias cantidades de exceso de aire. Use este programa para determinar cómo operar con el nuevo carbón en condiciones tan cercanas a las del viejo carbón como sea posible. ¿Hay algo más que se tendrá que cambiar para usar el nuevo carbón?

CAPÍTULO

16

Equilibrio químico y de fase

En el capítulo 15 se estudiaron los procesos de combustión, bajo el supuesto de que la combustión era completa cuando había suficiente tiempo y oxígeno. Sin embargo, a menudo, esto no sucede así. Una reacción química puede alcanzar un estado de equilibrio antes de que se complete aun cuando exista suficiente tiempo y oxígeno.

Se dice que un sistema se encuentra en *equilibrio* si no se presentan cambios dentro del mismo cuando es aislado de sus alrededores. Un sistema aislado está en *equilibrio mecánico* si no ocurren cambios de presión; está en *equilibrio térmico* si no ocurren cambios de temperatura; está en *equilibrio de fase* si no se presentan transformaciones de una fase a otra y está en *equilibrio químico* si no se presentan cambios en la composición química del sistema. Las condiciones de equilibrio mecánico y térmico son obvias; sin embargo, las condiciones de equilibrio químico y de fase pueden ser bastante complicadas.

El criterio de equilibrio para sistemas reactivos se basa en la segunda ley de la termodinámica; más específicamente, en el principio de incremento de entropía. En sistemas adiabáticos, el equilibrio químico se establece cuando la entropía del sistema reactivo alcanza un valor máximo. Sin embargo, la mayoría de los sistemas reactivos que se encuentran en la práctica no son adiabáticos. Por lo tanto, es necesario desarrollar un criterio de equilibrio aplicable a cualquier sistema reactivo.

En este capítulo se desarrolla un criterio general para el equilibrio químico y se aplica a mezclas reactivas de gases ideales. En seguida, se hace extensivo este análisis a reacciones simultáneas. Por último, se analiza el equilibrio de fase en sistemas no reactivos.

OBJETIVOS

En el capítulo 16, los objetivos son:

- Desarrollar el criterio de equilibrio para sistemas reactivos con base en la segunda ley de la termodinámica.
- Desarrollar un criterio general para el equilibrio químico aplicable a cualquier sistema reactivo basado en la minimización de la función de Gibbs para el sistema.
- Definir y evaluar la constante de equilibrio químico.
- Aplicar el criterio general para el análisis del equilibrio químico, en mezclas reactivas de gases ideales.
- Aplicar el criterio general para el análisis del equilibrio químico en reacciones simultáneas.
- Relacionar la constante de equilibrio químico con la entalpía de la reacción.
- Establecer el equilibrio de fase para sistemas no reactivos en términos de la función de Gibbs específica de las fases de una sustancia pura.
- Aplicar la regla de fase de Gibbs para determinar el número de variables independientes asociadas con un sistema multifase y multicomponente.
- Aplicar la ley de Henry y la de Raoult en gases disueltos en líquidos.

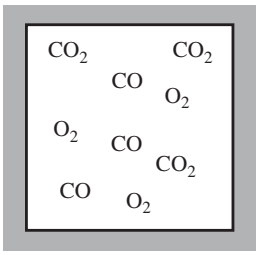


Figura 16-1

Una cámara de reacción que contiene una mezcla de CO_2, CO y O_2 a una temperatura y presión especificadas.

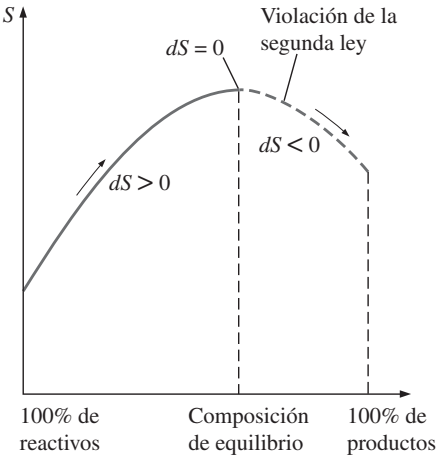


Figura 16-2

Criterio de equilibrio de una reacción química que se lleva a cabo adiabáticamente.

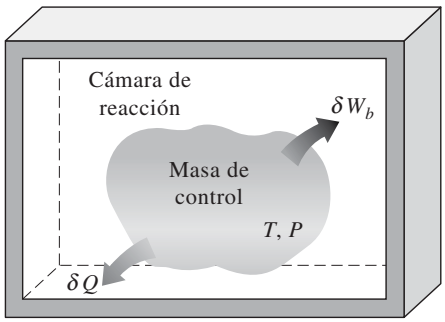


Figura 16-3

Una masa de control experimenta una reacción química a una temperatura y presión específicas.

16-1 ▪ Criterio para el equilibrio químico

Considere una cámara de reacción que contenga una mezcla de CO, O_2 y CO_2 a una temperatura y presión especificadas. Trate de predecir lo que sucederá en dicha cámara (Fig. 16-1). Quizá la primera idea que venga a la mente sea una reacción química entre el CO y el O_2 para formar más CO_2:

$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2$$

Esta reacción es, ciertamente, una posibilidad; sin embargo, no es la única. También puede suceder que parte del CO_2 en la cámara de combustión se disocie en CO y O_2. Aun podría existir una tercera posibilidad que fuera no tener reacciones entre los tres componentes, esto es, que el sistema estuviera en equilibrio químico. Es aparente que, aunque se conocen la temperatura, la presión y la composición (y por ende el estado) del sistema, estamos incapacitados para predecir si el sistema se encuentra en equilibrio químico. En este capítulo se desarrollan las herramientas necesarias para solucionar lo anterior.

Suponga que la mezcla de CO, O_2 y CO_2 mencionada antes se encuentra en equilibrio químico a una temperatura y presión especificadas. La composición química de la mezcla no cambia a menos que la temperatura y presión de la mezcla cambien. Esto es, una mezcla reactiva —en general— tiene diferentes composiciones de equilibrio a presiones y temperaturas distintas. Por lo tanto, cuando se desarrolla un criterio general para el equilibrio químico, se considera un sistema reactivo bajo una presión y temperatura establecidas.

Tomando la dirección positiva de la transferencia de calor hacia el sistema, el principio del incremento de la entropía para un sistema reactivo o no reactivo se expresó en el capítulo 7 como

$$dS_{sis} \geq \frac{\delta Q}{T} \qquad \textbf{(16-1)}$$

Un sistema y sus alrededores forman un sistema adiabático y, para dichos sistemas, la ecuación 16-1 se reduce a $dS_{sis} \geq 0$. Esto es, una reacción química en una cámara adiabática se lleva a cabo en la dirección donde la entropía aumenta. Cuando la entropía alcanza un valor máximo, la reacción se detiene (Fig. 16-2). Por lo tanto, la entropía es una propiedad muy útil en el análisis de sistemas adiabáticos reactivos.

Sin embargo, cuando un sistema reactivo involucra una transferencia de calor, el uso de la ecuación del principio de incremento de entropía (Ec. 16-1) resulta impráctico, puesto que éste requiere de un conocimiento de la transferencia térmica entre el sistema y sus alrededores. Un método más práctico sería desarrollar una relación para el criterio de equilibrio en términos de las propiedades de los sistemas reactivos solamente. Dicha relación se desarrolla a continuación.

Considere un sistema simple compresible reactivo (o no reactivo) con una masa constante con modos de trabajo en cuasiequilibrio solamente a una temperatura T y una presión P especificadas (Fig. 16-3). Combinando las ecuaciones de la primera y la segunda ley para este sistema se obtiene

$$\left.\begin{array}{l} \delta Q - P\,dV = dU \\ dS \geq \dfrac{\delta Q}{T} \end{array}\right\} \quad dU + P\,dV - T\,ds \leq 0 \qquad \textbf{(16-2)}$$

El diferencial de la función de Gibbs ($G = H - TS$) a presión y temperatura constantes es

$$\begin{aligned}(dG)_{T,P} &= dH - T\,dS - S\,dT \\ &= (dU + P\,dV + V\,\overset{\nearrow 0}{dP}) - T\,dS - S\,\overset{\nearrow 0}{dT} \\ &= dU + P\,dV - T\,dS\end{aligned} \tag{16-3}$$

De las ecuaciones 16-2 y 16-3, se tiene que $(dG)_{T,P} \leq 0$. Por lo tanto, una reacción química a una temperatura y presión especificadas se lleva a cabo en la dirección de una función de Gibbs decreciente. La reacción se detiene y se establece el equilibrio químico cuando la función de Gibbs alcanza un valor mínimo (Fig. 16-4). Por lo tanto, el criterio para el equilibrio químico puede expresarse como

$$(dG)_{T,P} = 0 \tag{16-4}$$

Una reacción química a una temperatura y presión especificadas no puede llevarse a cabo en la dirección de la función de Gibbs creciente puesto que sería una violación de la segunda ley de la termodinámica. Note que si la temperatura o la presión se modifica, el sistema reactivo tendrá un estado de equilibrio diferente, que es el estado de la función de Gibbs mínima a la nueva presión y temperatura.

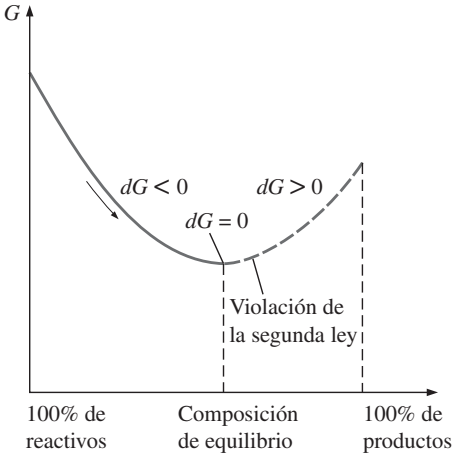


Figura 16-4
Criterio de equilibrio químico para una masa fija a una temperatura y presión especificadas.

Para obtener una relación para el equilibrio químico en términos de las propiedades de los componentes individuales, considere una mezcla de cuatro componentes químicos A, B, C y D que se encuentren en equilibrio a una temperatura y presión especificadas. Permita que el número de moles de los componentes respectivos sean N_A, N_B, N_C y N_D. Ahora considere una reacción que ocurra a un grado infinitesimal durante el cual las cantidades diferenciales de A y B (reactivos) se conviertan en C y D (productos), mientras que la temperatura y la presión permanezcan constantes (Fig. 16-5):

$$dN_A A + dN_B B \quad \longrightarrow \quad dN_C C + dN_D D$$

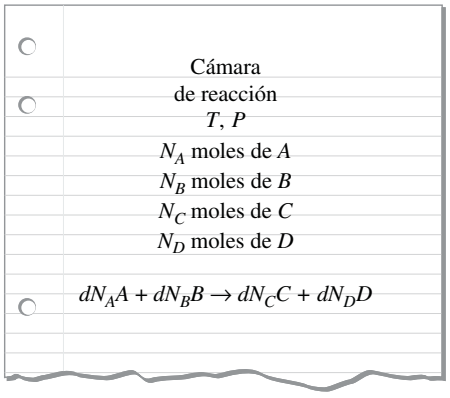


Figura 16-5
Una reacción infinitesimal en una cámara a una temperatura y presión constantes.

El criterio de equilibrio (Ec. 16-4) requiere que el cambio en la función de Gibbs de la mezcla durante este proceso sea igual a cero. Esto es,

$$(dG)_{T,P} = \sum (dG_i)_{T,P} = \sum (\bar{g}_i\,dN_i)_{T,P} = 0 \tag{16-5}$$

o

$$\bar{g}_C\,dN_C + \bar{g}_D\,dN_D + \bar{g}_A\,dN_A + \bar{g}_B\,dN_B = 0 \tag{16-6}$$

donde las $\bar{g}$ son las funciones de Gibbs molares (también llamadas *potenciales químicos*) a una temperatura y presión especificadas, y las dN son los cambios diferenciales en el número de moles de los componentes.

Para encontrar una relación entre las dN, se escribe la reacción estequiométrica (teórica) correspondiente

$$\nu_A A + \nu_B B \rightleftharpoons \nu_C C + \nu_D D \tag{16-7}$$

donde las ν son los coeficientes estequiométricos, los cuales se evalúan de forma sencilla una vez que la reacción haya sido especificada. La reacción estequiométrica juega un papel muy importante en la determinación de la compo-

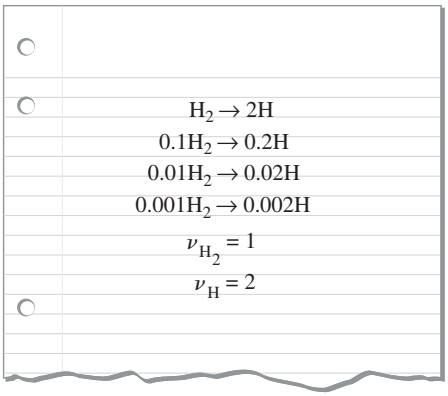


Figura 16-6

Los cambios en el número de moles de los componentes durante una reacción química son proporcionales a los coeficientes estequiométricos, sin importar el alcance de la reacción.

sición de equilibrio de las mezclas reactivas, ya que los cambios en el número de moles de los componentes son proporcionales a los coeficientes estequiométricos (Fig. 16-6). Esto es,

$$dN_A = -\varepsilon\nu_A \qquad dN_C = \varepsilon\nu_C$$
$$dN_B = -\varepsilon\nu_B \qquad dN_D = \varepsilon\nu_D \tag{16-8}$$

donde ε es la constante de proporcionalidad y representa el alcance de una reacción. Se agrega un signo de "menos" a los dos primeros términos ya que el número de moles de los reactivos A y B disminuye a medida que la reacción se lleva a cabo.

Por ejemplo, si los reactivos son C_2H_6 y O_2 y los productos son CO_2 y H_2O, la reacción de 1 μmol (10^{-6} mol) de C_2H_6 resulta en un incremento de 2 μmol en CO_2, un incremento de 3 μmol en H_2O y un decremento de 3.5 μmol en O_2, de acuerdo con la ecuación estequiométrica

$$C_2H_6 + 3.5O_2 \quad \rightarrow \quad 2CO_2 + 3H_2O$$

Esto es, el cambio en el número de moles de un componente es una millonésima ($\varepsilon = 10^{-6}$) del coeficiente estequiométrico de ese componente en este caso.

Al sustituir las relaciones de la ecuación 16-8 en la ecuación 16-6 y eliminando ε, se obtiene

$$\nu_C\bar{g}_C + \nu_D\bar{g}_D - \nu_A\bar{g}_A - \nu_B\bar{g}_B = 0 \tag{16-9}$$

Esta ecuación involucra los coeficientes estequiométricos y las funciones de Gibbs molares de los reactivos y de los productos, y se conoce como el **criterio del equilibrio químico**. Es válido para cualquier reacción química sin importar las fases involucradas.

La ecuación 16-9 se desarrolló para una reacción química que, por simplicidad, incluya dos reactivos y dos productos; sin embargo, puede modificarse fácilmente para manejar reacciones químicas con cualquier número de reactivos y productos. A continuación se analiza el criterio de equilibrio para mezclas de gases ideales.

16-2 ▪ La constante de equilibrio para mezclas de gases ideales

Considere una mezcla de gases ideales que se encuentren en equilibrio bajo una presión y temperatura especificadas. Como en el caso de la entropía, la función de Gibbs de un gas ideal depende de la temperatura así como de la presión. Los valores de la función de Gibbs generalmente se enlistan contra la temperatura bajo una presión constante de referencia P_0, la cual se toma como 1 atm. La variación de la función de Gibbs de un gas ideal con presión a una temperatura fija se determina utilizando la definición de la función de Gibbs ($\bar{g} = \bar{h} - T\bar{s}$) y la relación de cambio de entropía para procesos isotérmicos [$\Delta\bar{s} = -R_u \ln(P_2/P_1)$]. Esto resulta en

$$(\Delta\bar{g})_T = \Delta\bar{h}^{\nearrow 0} - T(\Delta\bar{s})_T = -T(\Delta\bar{s})_T = R_uT\ln\frac{P_2}{P_1}$$

Por lo tanto, la función de Gibbs del componente i para una mezcla de gases ideales a su presión parcial P_i y a una temperatura de mezcla T puede expresarse como

$$\bar{g}_i(T, P_i) = \bar{g}_i^*(T) + R_uT\ln P_i \tag{16-10}$$

donde $\bar{g}_i^*(T)$ representa la función de Gibbs de un componente i a 1 atm de presión y temperatura T, y P_i representa la presión parcial del componente i en atmósferas. Sustituyendo la expresión de la función de Gibbs para cada componente en la ecuación 16-9, se obtiene

$$\nu_C[\bar{g}_C^*(T) + R_uT\ln P_C] + \nu_D[\bar{g}_D^*(T) + R_uT\ln P_D] - \nu_A[\bar{g}_A^*(T) + R_uT\ln P_A] - \nu_B[\bar{g}_B^*(T) + R_uT\ln P_B] = 0$$

Por conveniencia, se define el **cambio de la función de Gibbs en estado estándar** como

$$\Delta G^*(T) = \nu_C\bar{g}_C^*(T) + \nu_D\bar{g}_D^*(T) - \nu_A\bar{g}_A^*(T) - \nu_B\bar{g}_B^*(T) \quad \textbf{(16-11)}$$

Al sustituir, se obtiene

$$\Delta G^*(T) = -R_uT(\nu_C\ln P_C + \nu_D\ln P_D - \nu_A\ln P_A - \nu_B\ln P_B) = -R_uT\ln\frac{P_C^{\nu_C}P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A}P_B^{\nu_B}} \quad \textbf{(16-12)}$$

Ahora se define la **constante de equilibrio** K_P para el equilibrio químico de las mezclas de gases ideales como

$$K_P = \frac{P_C^{\nu_C}P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A}P_B^{\nu_B}} \quad \textbf{(16-13)}$$

Al sustituir en la ecuación 16-12 y reacomodando términos se obtiene

$$K_P = e^{-\Delta G^*(T)/R_uT} \quad \textbf{(16-14)}$$

En consecuencia, la constante de equilibrio K_P de una mezcla de gases ideales a una temperatura especificada puede determinarse a partir de un conocimiento del cambio de la función de Gibbs en estado estándar a la misma temperatura. En la tabla A-28 se proporcionan valores de K_P para varias reacciones.

Una vez que se conoce la constante de equilibrio, se puede utilizar para determinar la composición de equilibrio de las mezclas reactivas de gases ideales. Esto se logra expresando las presiones parciales de los componentes en términos de sus fracciones molares:

$$P_i = y_iP = \frac{N_i}{N_{\text{total}}}P$$

donde P es la presión total y N_{total} es el número total de moles presentes en la cámara de reacción, incluyendo cualesquier *gases inertes*. Al reemplazar las presiones parciales en la ecuación 16-13 por la relación anterior y reacomodando términos, se obtiene (Fig. 16-7)

$$K_P = \frac{N_C^{\nu_C}N_D^{\nu_D}}{N_A^{\nu_A}N_B^{\nu_B}}\left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\Delta\nu} \quad \textbf{(16-15)}$$

donde

$$\Delta\nu = \nu_C + \nu_D - \nu_A - \nu_B$$

La ecuación 16-15 está escrita para una reacción que involucra dos reactivos y dos productos; sin embargo, puede hacerse extensiva a reacciones que involucren cualquier número de reactivos y productos.

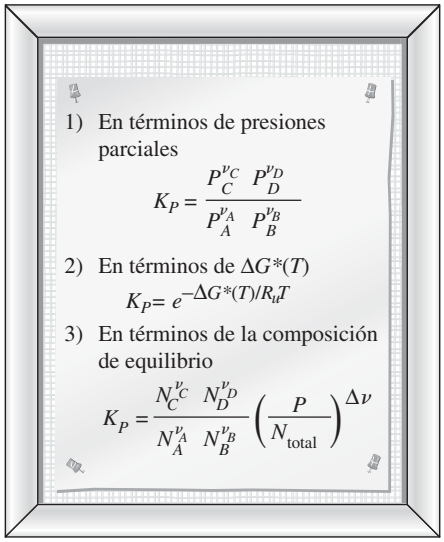


Figura 16-7

Tres relaciones equivalentes para K_P en mezclas reactivas de gases ideales.

EJEMPLO 16-1 Constante de equilibrio de un proceso de disociación

Mediante la ecuación 16-14 y los datos de la función de Gibbs, determine la constante de equilibrio K_P para el proceso de disociación $N_2 \rightarrow 2N$ a 25 °C. Compare el resultado con el valor de K_P listado en la tabla A-28.

Solución La constante de equilibrio de la reacción $N_2 \rightarrow 2N$ está listada en la tabla A-28 a diferentes temperaturas. Se verificará este valor utilizando los datos de la función de Gibbs.

Suposiciones **1** Los constituyentes de la mezcla son gases ideales. **2** La mezcla de equilibrio consiste solamente de N_2 y N.

Propiedades La constante de equilibrio de esta reacción a 298 K es $\ln K_P = -367.5$ (tabla A-28). La función de formación de Gibbs a 25 °C y 1 atm es 0 para N_2 y 455 510 kJ/kmol para N (tabla A-26).

Análisis En ausencia de las tablas para K_P, éste puede determinarse a partir de los datos de la función de Gibbs y de la ecuación 16-14,

$$K_P = e^{-\Delta G^*(T)/R_u T}$$

donde, de la ecuación 16-11,

$$\begin{aligned}\Delta G^*(T) &= \nu_N \bar{g}^*_N(T) - \nu_{N_2} \bar{g}^*_{N_2}(T) \\ &= (2)(455\ 510\ \text{kJ/kmol}) - 0 \\ &= 911\ 020\ \text{kJ/kmol}\end{aligned}$$

Al sustituir, se encuentra que

$$\begin{aligned}\ln K_P &= -\frac{911\ 020\ \text{kJ/kmol}}{(8.314\ \text{kJ/kmol} \cdot \text{K})(298.15\ \text{K})} \\ &= -367.5\end{aligned}$$

o

$$K_P \cong 2 \times 10^{-160}$$

El valor calculado de K_P coincide con el valor listado en la tabla A-28. El valor de K_P de esta reacción es prácticamente cero, indicando que esta reacción no se llevará a cabo a esta temperatura.

Comentario Note que esta reacción involucra un producto (N) y un reactivo (N_2), y los coeficientes estequiométricos para esta reacción son $\nu_N = 2$ y $\nu_{N_2} = 1$. Asimismo, note que a la función de Gibbs de todos los elementos estables (como el N_2) se le asigna un valor de cero en el estado de referencia estándar de 25 °C y 1 atm. Los valores de la función de Gibbs a otras temperaturas pueden calcularse a partir de los datos de la entalpía y de la entropía absoluta utilizando la definición de la función de Gibbs, $\bar{g}^*(T) = \bar{h}(T) - T\bar{s}^*(T)$, donde $\bar{h}(T) = \bar{h}^*_f + \bar{h}_T - \bar{h}_{298\ K}$.

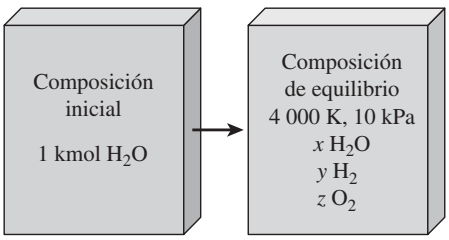


Figura 16-8
Esquema para el ejemplo 16-2.

EJEMPLO 16-2 Producción de hidrógeno por calentamiento de vapor de agua a alta temperatura

Como alternativa de la electrólisis, se puede producir térmicamente gas hidrógeno de acuerdo con el proceso de disociación $H_2O \rightleftharpoons H_2 + \frac{1}{2}O_2$, calentando vapor de agua a una temperatura muy alta (Fig. 16-8). Determine el porcentaje de vapor de agua que se puede separar en hidrógeno y oxígeno cuando esta reacción se lleva a cabo a 4 000 K y 10 kPa.

Solución La reacción $H_2O \rightleftharpoons H_2 + \frac{1}{2}O_2$ se considera a temperatura y presión específicas. Se debe determinar el porcentaje de vapor de agua que se separa en hidrógeno y oxígeno.

Suposiciones **1** La composición de equilibrio consiste solamente en H_2O, H_2 y O_2, y la disociación en H, OH y O es despreciable. **2** Los constituyentes de la mezcla son gases ideales.

Análisis Éste es un proceso de disociación que es significativo sólo a temperaturas muy altas. Por simplicidad, consideramos 1 kmol de H_2O. Las reacciones estequiométrica y real en este caso son como sigue:

Estequiométrica: $H_2O \rightleftharpoons H_2 + \frac{1}{2}O_2$ (por lo tanto $\nu_{H_2O} = 1$, $\nu_{H_2} = 1$, y $\nu_{O_2} = 0.5$).

Real: $$H_2O \longrightarrow \underbrace{xH_2O}_{\substack{\text{reactivos}\\(\text{residuos})}} + \underbrace{yH_2 + zO_2}_{\text{productos}}$$

Balance de H: $$2 = 2x + 2y \longrightarrow y = 1 - x$$

Balance de O: $$1 = x + 2z \longrightarrow z = (1 - x)/2$$

Número total de moles: $N_{total} = x + y + z = 1.5 - 0.5x$

Presión (en atm): $P = 10$ kPa $= 0.09869$ atm (ya que 1 atm $= 101.325$ kPa).

La constante de equilibrio para la reacción $H_2O \rightleftharpoons H_2 + \frac{1}{2}O_2$ a 4 000 K está dada en la tabla A-28 como $\ln K_P = -0.542$, y por lo tanto, $K_P = 0.5816$.

Suponiendo comportamiento de gas ideal para todos los componentes en la composición de equilibrio, la relación de constantes de equilibrio en términos de números de moles se puede expresar en este caso como

$$K_P = \frac{N_{H_2}^{\nu_{H_2}} N_{O_2}^{\nu_{O_2}}}{N_{H_2O}^{\nu_{H_2O}}} \left(\frac{P}{N_{total}}\right)^{\nu_{H_2} - \nu_{O_2} - \nu_{H_2O}}$$

Al sustituir,

$$0.5816 = \frac{(1 - x)[(1 - x)/2]^{1/2}}{x} \left(\frac{0.09869}{1.5 - 0.5x}\right)^{1+0.5-1}$$

Usando un programa de resolución de ecuaciones como EES, o por tanteo, la x incógnita se determina como

$$x = 0.222$$

Es decir, para cada mol de H_2O que entra a la cámara de reacción, hay sólo 0.222 mol de H_2O que sale. Por lo tanto, la fracción de vapor de agua que se disoció en hidrógeno y oxígeno cuando se calentó a 4 000 K es

$$\text{Fracción de disociación} = 1 - x = 1 - 0.222 = \mathbf{0.778}, \text{ o } \mathbf{77.8 \text{ por ciento}}$$

Por lo tanto, se puede producir hidrógeno en caudales importantes calentando vapor de agua a temperaturas suficientemente altas.

Comentario La disociación de H_2O en H atómico y O atómico, y el compuesto OH puede ser significativo a altas temperaturas, y por lo tanto, la primera suposición es muy simplista. Este problema se puede resolver de manera más realista considerando todas las reacciones posibles que pueden ocurrir simultáneamente, como se explica más adelante en este capítulo.

Se utiliza una doble flecha en las ecuaciones de equilibrio como una indicación de que una reacción química no se detiene cuando se establece el equilibrio químico; en lugar de eso, ésta continúa avanzando en ambas direcciones a la misma velocidad. Esto es, en el estado de equilibrio, los reactivos se agotan a la misma velocidad exactamente a la que son repuestos por los productos de la reacción inversa.

16-3 ▪ Algunas observaciones respecto a la K_p de las mezclas de gases ideales

En la última sección se desarrollaron tres expresiones equivalentes para la constante de equilibrio K_P de las mezclas reactivas de gases ideales: la ecuación 16-13, que expresa K_P en términos de *presiones parciales*; la ecuación 16-14, que expresa K_P en términos del *cambio de la función de Gibbs en estado estándar* $\Delta G^*(T)$, y la ecuación 16-15, que expresa K_P en términos del *número de moles* de los componentes. Las tres relaciones son equivalentes; sin embargo, a veces el uso de una es más conveniente que el de las otras. Por ejemplo, la ecuación 16-15 es más apropiada para determinar la composición de equilibrio de una mezcla reactiva de gases ideales a una temperatura y presión especificadas. Con base en estas relaciones, se pueden obtener las conclusiones siguientes respecto a la constante de equilibrio K_P de las mezclas de gases ideales:

1. *La K_P de una reacción depende únicamente de la temperatura*. Es independiente de la presión de equilibrio de la mezcla, y no resulta afectada por la presencia de gases inertes. Esto se debe a que K_P depende de $\Delta G^*(T)$, el cual depende solamente de la temperatura, y el $\Delta G^*(T)$ de los gases inertes es cero (véase Ec. 16-14). Por lo tanto, a una temperatura especificada, las cuatro reacciones siguientes tienen el mismo valor de K_P:

$$H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O \qquad \text{a 1 atm}$$

$$H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O \qquad \text{a 5 atm}$$

$$H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 + 3N_2 \rightleftharpoons H_2O + 3N_2 \qquad \text{a 3 atm}$$

$$H_2 + 2O_2 + 5N_2 \rightleftharpoons H_2O + 1.5O_2 + 5N_2 \qquad \text{a 2 atm}$$

2. *La K_P de la reacción inversa es $1/K_P$*. Esto se puede observar fácilmente en la ecuación 16-13. Para reacciones inversas, los productos y los reactivos intercambian lugares y, por lo tanto, los factores del numerador se cambian al denominador y viceversa. Como consecuencia, la constante de equilibrio de la reacción inversa se convierte en $1/K_P$. Por ejemplo, de la tabla A-28,

$$K_P = 0.1147 \times 10^{11} \quad \text{para} \quad H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O \quad \text{a 1 000 K}$$

$$K_P = 8.718 \times 10^{-11} \quad \text{para} \quad H_2O \rightleftharpoons H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \quad \text{a 1 000 K}$$

3. *A medida que es más grande el valor de K_P, la reacción es más completa*. Esto también es aparente a partir de la figura 16-9 y de la ecuación 16-13. Si la composición de equilibrio consta en gran medida de gases producto, las presiones parciales de los productos (P_C y P_D) son significativamente más grandes que las presiones parciales de los reactivos (P_A y P_B), lo cual resulta en un valor más grande de K_P. En el caso límite de una reacción completa (sin reactivos de desecho en la mezcla en equilibrio), K_P se aproxima a infinito. Por el contrario, valores muy pequeños de K_P indican que una reacción no se lleva a cabo en grado significativo. Por lo tanto, las reacciones con valores muy pequeños de K_P a una temperatura especificada pueden despreciarse.

En general, una reacción con $K_P > 1\,000$ (o $\ln K_P > 7$) se supone que se lleva a cabo hasta completarse, y una reacción con $K_P < 0.001$ (o $\ln K_P < -7$) se supone que no se presenta. Por ejemplo, $\ln K_P = -6.8$ para la reacción $N_2 \rightleftharpoons 2N$ a 5 000 K. Por lo tanto, la disociación de N_2 en nitrógeno monoatómico (N) puede ignorarse a temperaturas inferiores a 5 000 K.

4. *La presión de la mezcla afecta la composición de equilibrio* (aunque no afecta a la constante de equilibrio K_P). Lo anterior puede observarse en la

$H_2 \rightarrow 2H$
$P = 1$ atm

T, K	K_P	% mol H
1 000	5.17×10^{-18}	0.00
2 000	2.65×10^{-6}	0.16
3 000	0.025	14.63
4 000	2.545	76.80
5 000	41.47	97.70
6 000	267.7	99.63

Figura 16-9

A medida que K_P es más grande, la reacción será más completa.

ecuación 16-15, la cual involucra el término $P^{\Delta\nu}$, donde $\Delta\nu = \Sigma\ \nu_P - \Sigma\ \nu_R$ (la diferencia entre el número de moles de los productos y el número de moles de los reactivos en la reacción estequiométrica). A una temperatura especificada, el valor K_P de la reacción y, por ende, el lado derecho de la ecuación 16-15, permanece constante. Por lo tanto, el número de moles de los reactivos y de los productos deben cambiar para contrarrestar cualquier cambio en el factor de la presión. La dirección de cambio depende del signo de $\Delta\nu$. Un aumento en la presión a una temperatura especificada, incrementa el número de moles de los reactivos y disminuye el número de moles de los productos si $\Delta\nu$ es positivo, tiene el efecto opuesto si $\Delta\nu$ es negativo, y no tiene ningún efecto si $\Delta\nu$ es igual a cero.

5. *La presencia de gases inertes afecta el equilibrio de la composición* (aunque no afecta a la constante de equilibrio K_P). Lo anterior puede observarse en la ecuación 16-15, la cual incluye el factor $(1/N_{\text{total}})^{\Delta\nu}$, donde N_{total} es el número total de moles de la mezcla de gases ideales en el punto de equilibrio, *incluyendo* gases inertes. El signo de $\Delta\nu$ determina cómo la presencia de gases inertes influye en el equilibrio de la composición (Fig. 16-10). Un incremento en el número de moles de gases inertes a una temperatura y presión especificadas disminuye el número de moles de los reactivos e incrementa el número de moles de los productos si $\Delta\nu$ es positivo, tiene el efecto opuesto si $\Delta\nu$ es negativo, y no tiene ningún efecto si $\Delta\nu$ es cero.

6. *Cuando se duplican los coeficientes estequiométricos, el valor de K_P se eleva al cuadrado.* Por lo tanto, cuando se utilizan los valores de K_P de una tabla, los coeficientes estequiométricos (las ν) utilizados en una reacción deben ser exactamente los mismos que aparecen en la tabla de la que se seleccionaron los valores de K_P. Multiplicar todos los coeficientes de una ecuación estequiométrica no afecta el balance de masa; sin embargo, afecta los cálculos de la constante de equilibrio porque los coeficientes estequiométricos aparecen como exponentes de presiones parciales en la ecuación 16-13. Por ejemplo,

Para $\quad H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O \qquad K_{P_1} = \dfrac{P_{H_2O}}{P_{H_2} P_{O_2}^{1/2}}$

Pero para $\quad 2H_2 + O_2 \rightleftharpoons 2H_2O \qquad K_{P_2} = \dfrac{P_{H_2O}^2}{P_{H_2}^2 P_{O_2}} = (K_{P_1})^2$

7. *Los electrones libres en la composición de equilibrio pueden tratarse como un gas ideal*. A temperaturas elevadas (por arriba de los 2 500 K, en general), las moléculas de gas comienzan a disociarse en átomos dispersos (como $H_2 \rightleftharpoons 2H$), y a temperaturas aún más elevadas, los átomos empiezan a perder electrones y a ionizarse, por ejemplo,

$$H \rightleftharpoons H^+ + e^- \qquad \textbf{(16-16)}$$

Los efectos de la disociación y ionización son más significativos a bajas presiones. La ionización se presenta en un grado significativo solamente a temperaturas muy elevadas y la mezcla de electrones, iones y átomos en estado neutro pueden tratarse como un gas ideal. Por lo tanto, el equilibrio de la composición de mezclas de gases ionizados puede determinarse a partir de la ecuación 16-15 (Fig. 16-11). Sin embargo, este tratamiento puede no ser el adecuado en presencia de campos eléctricos de gran magnitud, dado que los electrones podrían estar a una temperatura diferente que los iones en este caso.

8. *Los cálculos sobre equilibrio proporcionan información acerca de la composición de equilibrio de una reacción, no respecto a la velocidad de la misma*. Algunas veces puede tomar años para alcanzar la composición de equilibrio indicada. Por ejemplo, la constante de equilibrio de la reacción

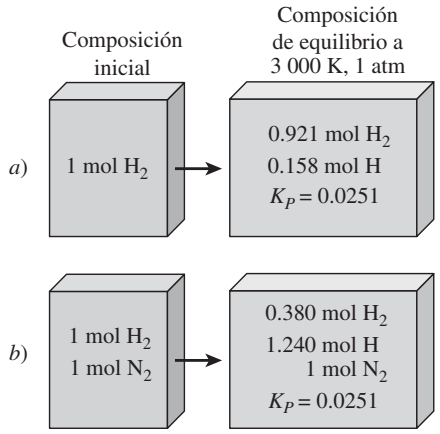


Figura 16-10

La presencia de gases inertes no afecta a la constante de equilibrio; sin embargo, afecta la composición de equilibrio.

$$H \rightarrow H^+ + e^-$$

$$K_P = \frac{N_{H^+}^{\nu_{H^+}} N_{e^-}^{\nu_{e^-}}}{N_H^{\nu_H}} \left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\Delta\nu}$$

donde

$$N_{\text{total}} = N_H + N_{H^+} + N_{e^-}$$

$$\Delta\nu = \nu_{H^+} + \nu_{e^-} - \nu_H$$

$$= 1 + 1 - 1$$

$$= 1$$

Figura 16-11

Relación de constante de equilibrio para la reacción ionizante del hidrógeno.

$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ a 298 K es de aproximadamente 10^{40}, lo que sugiere que una mezcla estequiométrica de H_2 y O_2 a temperatura ambiente debe reaccionar para formar H_2O y la reacción deberá completarse. Sin embargo, la velocidad de esta reacción es tan lenta que prácticamente no se completa. Sin embargo, cuando se utiliza el catalizador apropiado, la reacción se completa con rapidez logrando el equilibrio predicho.

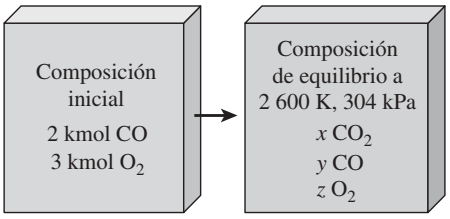


Figura 16-12
Esquema para el ejemplo 16-3.

EJEMPLO 16-3 Composición de equilibrio a una temperatura específica

Una mezcla de 2 kmol de CO y 3 kmol de O_2 se calienta a 2 600 K, bajo una presión de 304 kPa. Determine la composición de equilibrio, suponiendo que la mezcla consiste de CO_2, CO y O_2 (Fig. 16-12).

Solución Una mezcla de gases reactivos se calienta a una temperatura elevada. Se determinará la composición de equilibrio a esa temperatura.

Suposiciones **1** La composición de equilibrio consiste de CO_2, CO y O_2. **2** Los componentes de la mezcla son gases ideales.

Análisis Las reacciones estequiométricas y reales en este caso son las siguientes:

Estequiométrica: $\text{CO} + \frac{1}{2}\text{O}_2 \rightleftharpoons \text{CO}_2$ (así $\nu_{\text{CO}_2} = 1, \nu_{\text{CO}} = 1$, y $\nu_{\text{O}_2} = \frac{1}{2}$)

Real: $$2\text{CO} + 3\text{O}_2 \longrightarrow \underbrace{x\text{CO}_2}_{\text{productos}} + \underbrace{y\text{CO} + z\text{O}_2}_{\substack{\text{reactivos} \\ \text{(desecho)}}}$$

Balance C: $2 = x + y \quad \text{o} \quad y = 2 - x$

Balance O: $8 = 2x + y + 2z \quad \text{o} \quad z = 3 - \dfrac{x}{2}$

Número total de moles: $N_{\text{total}} = x + y + z = 5 - \dfrac{x}{2}$

Presión: $P = 304 \text{ kPa} = 3.0 \text{ atm}$

La reacción más parecida que se indica en la tabla A-28 es $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$, para la que $\ln K_P = -2.801$ a 2 600 K. La reacción que se tiene es la inversa de ésta y, por lo tanto, $\ln K_P = +2.801$, o $K_P = 16.461$ en este caso.

Suponiendo un comportamiento de gas ideal para todos los componentes, a la constante de equilibrio (Ec. 16-15) se convierte en

$$K_P = \frac{N_{\text{CO}_2}^{\nu_{\text{CO}_2}}}{N_{\text{CO}}^{\nu_{\text{CO}}} N_{\text{O}_2}^{\nu_{\text{O}_2}}} \left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\nu_{\text{CO}_2} - \nu_{\text{CO}} - \nu_{\text{O}_2}}$$

Al sustituir, se obtiene

$$16.461 = \frac{x}{(2 - x)(3 - x/2)^{1/2}} \left(\frac{3}{5 - x/2}\right)^{-1/2}$$

Al despejar x se obtiene

$$x = 1.906$$

Entonces

$$y = 2 - x = 0.094$$

$$z = 3 - \frac{x}{2} = 2.047$$

En consecuencia, la composición de equilibrio de la mezcla a 2 600 K y 304 kPa es

$$1.906CO_2 + 0.094CO + 2.047O_2$$

Comentario Al resolver este problema, no se tomó en cuenta la disociación de O_2 en O de acuerdo con la reacción $O_2 \rightarrow 2O$, la cual es una posibilidad real a elevadas temperaturas. Lo anterior se debe a que ln $K_P = -7.521$ a 2 600 K para esta reacción, lo cual indica que la cantidad de O_2 que se disocia en O es despreciable. (Además, no se ha aprendido todavía el tratamiento que se les da a las reacciones simultáneas. Esto se llevará a cabo en la siguiente sección.)

EJEMPLO 16-4 Efecto de los gases inertes sobre la composición de equilibrio

Una mezcla de 3 kmol de CO, 2.5 kmol de O_2 y 8 kmol de N_2 se calienta a 2 600 K bajo una presión de 5 atm. Determine la composición de equilibrio de la mezcla (Fig. 16-13).

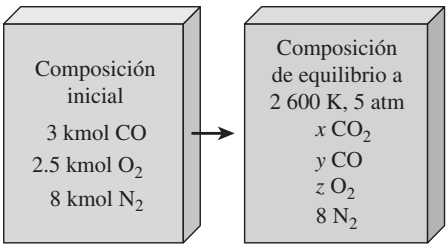


Figura 16-13
Esquema para el ejemplo 16-4.

Solución Una mezcla de gases se calienta a una temperatura elevada. Se determinará la composición de equilibrio a la temperatura especificada.

Suposiciones **1** La composición de equilibrio consiste en CO_2, CO, O_2 y N_2. **2** Los componentes de la mezcla son gases ideales.

Análisis Este problema es parecido al del ejemplo 16-3, excepto que involucra al gas inerte N_2. A 2 600 K, algunas reacciones posibles son $O_2 \rightleftharpoons 2O$ (ln $K_P = -7.521$), $N_2 \rightleftharpoons 2N$ (ln $K_P = -28.304$), $\frac{1}{2}O_2 + \frac{1}{2}N_2 \rightleftharpoons NO$ (ln $K_P = -2.671$) y $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$ (ln $K_P = 2.801$ o $K_P = 16.461$). Con base en estos valores de K_P, se concluye que el O_2 y el N_2 no se disociarán en un grado significativo, sino que sólo una pequeña cantidad se combinará para formar algunos óxidos de nitrógeno. (No se tomaron en cuenta los óxidos de nitrógeno en este ejemplo; sin embargo, deberán considerarse en un análisis más exhaustivo.) Asimismo, se concluye que la mayor parte del CO se combinará con el O_2 para formar CO_2. Observe que a pesar de los cambios en la presión, el número de moles de CO y O_2 y la presencia de un gas inerte, el valor de K_P de la reacción es el mismo que el que se utilizó en el ejemplo 16-3.

Las reacciones estequiométricas y reales en este caso son:

Estequiométrica: $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$ (así $\nu_{CO_2} = 1, \nu_{CO} = 1,$ y $\nu_{O_2} = \frac{1}{2}$)

Real: $$3CO + 2.5O_2 + 8N_2 \longrightarrow \underbrace{xCO_2}_{\text{productos}} + \underbrace{yCO + zO_2}_{\substack{\text{reactivos}\\(\text{desecho})}} + \underbrace{8N_2}_{\text{inerte}}$$

Balance C: $$3 = x + y \quad \text{o} \quad y = 3 - x$$

Balance O: $$8 = 2x + y + 2z \quad \text{o} \quad z = 2.5 - \frac{x}{2}$$

Número total de moles: $$N_{\text{total}} = x + y + z + 8 = 13.5 - \frac{x}{2}$$

Suponiendo un comportamiento de gas ideal para todos los componentes, la relación de la constante de equilibrio (Ec. 16-15) se convierte en

$$K_P = \frac{N_{CO_2}^{\nu_{CO_2}}}{N_{CO}^{\nu_{CO}} N_{O_2}^{\nu_{O_2}}} \left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\nu_{CO_2}-\nu_{CO}-\nu_{O_2}}$$

Al sustituir, se obtiene

$$16.461 = \frac{x}{(3-x)(2.5-x/2)^{1/2}} \left(\frac{5}{13.5-x/2}\right)^{-1/2}$$

Al despejar x se obtiene

$$x = 2.754$$

Entonces,

$$y = 3 - x = 0.246$$

$$z = 2.5 - \frac{x}{2} = 1.123$$

Por lo tanto, el equilibrio de la composición de la mezcla a 2 600 K y 5 atm es

$$\mathbf{2.754CO_2 + 0.246CO + 1.123O_2 + 8N_2}$$

Comentario Note que los gases inertes no afectan el valor de K_P o la relación K_P de la reacción, aunque sí afectan la composición de equilibrio.

16-4 ▪ Equilibrio químico para reacciones simultáneas

Las mezclas reactivas que se han considerado hasta el momento involucran una reacción solamente, y una relación de K_P para dicha reacción era suficiente para determinar la composición de equilibrio de la mezcla. No obstante, la mayor parte de las reacciones químicas, en la práctica, involucran dos o más reacciones que se llevan a cabo simultáneamente, lo cual hace más difícil su tratamiento. En dichos casos, se vuelve necesario aplicar el criterio de equilibrio a todas las reacciones posibles que puedan ocurrir en la cámara de reacción. Cuando una especie química aparece en más de una reacción, la aplicación del criterio de equilibrio junto con el balance de masa para cada especie química, resulta en un sistema de ecuaciones simultáneas a partir del cual se puede determinar la composición de equilibrio.

Se demostró con anterioridad que un sistema reactivo a una temperatura y presión especificadas alcanza el equilibrio térmico cuando su función de Gibbs tenga un valor mínimo, esto es, $(dG)_{T,P} = 0$. Esto es válido sin tomar en cuenta el número de reacciones que puedan estar ocurriendo. Cuando están involucradas dos o más reacciones, esta condición se satisface solamente cuando $(dG)_{T,P} = 0$ para cada reacción. Suponiendo un comportamiento de gas ideal, el K_P de cada reacción puede determinarse a partir de la ecuación 16-15, en la que N_{total} es el número total de moles presentes en la mezcla en equilibrio.

La determinación de la composición de equilibrio de una mezcla reactiva demanda que se tengan tantas ecuaciones como incógnitas, donde las incógnitas son el número de moles de cada especie química presente en el equilibrio de la mezcla. El balance de masa de cada elemento involucrado genera una ecuación. El resto de las ecuaciones deberán provenir de las relaciones de K_P escritas para cada reacción. Por lo tanto, se concluye que *el número de rela-*

ciones K_P necesarias para determinar el equilibrio de la composición de una mezcla reactiva es igual al número de especies químicas, menos el número de elementos en equilibrio presentes. Para una mezcla en equilibrio que consista de CO_2, CO, O_2 y O, por ejemplo, son necesarias dos relaciones de K_P para determinar la composición de equilibrio puesto que ésta involucra cuatro especies químicas y dos elementos (Fig. 16-14).

La determinación de la composición de equilibrio de una mezcla reactiva en presencia de dos reacciones simultáneas se presenta con el ejemplo que sigue.

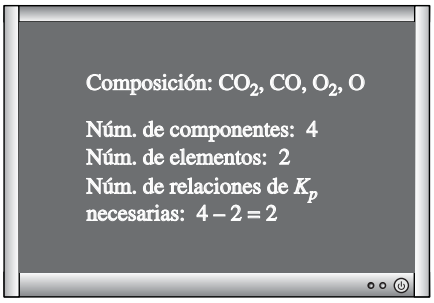


Figura 16-14

El número de relaciones de K_P necesarias para determinar la composición de equilibrio de una mezcla reactiva es la diferencia entre el número de componentes (especies) y el número de elementos.

EJEMPLO 16-5 Composición de equilibrio para reacciones simultáneas

Una mezcla de 1 kmol de H_2O y 2 kmol de O_2 se calienta a 4 000 K bajo una presión de 1 atm. Determine la composición de equilibrio de esta mezcla, suponiendo que solamente se encuentran presentes H_2O, OH, O_2 y H_2 (Fig. 16-15).

Solución Una mezcla de gases se calienta a una temperatura y presión especificadas. Se determinará la composición de equilibrio.

Suposiciones **1** La composición de equilibrio consiste de H_2O, OH, O_2 y H_2. **2** Los componentes de la mezcla son gases ideales.

Análisis La reacción química durante este proceso puede expresarse como

$$H_2O + 2O_2 \longrightarrow xH_2O + yH_2 + zO_2 + wOH$$

Los balances de masa del hidrógeno y el oxígeno son

$$\textit{Balance H:} \qquad 2 = 2x + 2y + w \qquad \textbf{(1)}$$

$$\textit{Balance O:} \qquad 5 = x + 2z + w \qquad \textbf{(2)}$$

Los balances de masa proporcionan solamente dos ecuaciones con cuatro incógnitas, y por lo tanto, es necesario tener dos ecuaciones más (que se obtendrán a partir de las relaciones de K_P) para determinar la composición de equilibrio de la mezcla. Aparentemente, parte del H_2O en los productos se disocia en H_2 y OH durante este proceso, de acuerdo con las reacciones estequiométricas

$$H_2O \rightleftharpoons H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \qquad \text{(reacción 1)}$$

$$H_2O \rightleftharpoons \tfrac{1}{2}H_2 + OH \qquad \text{(reacción 2)}$$

Las constantes de equilibrio para estas dos reacciones a 4 000 K se determinan con la ayuda de la tabla A-28, y son

$$\ln K_{P_1} = -0.542 \longrightarrow K_{P_1} = 0.5816$$
$$\ln K_{P_2} = -0.044 \longrightarrow K_{P_2} = 0.9570$$

Las relaciones K_P para estas dos reacciones simultáneas son

$$K_{P_1} = \frac{N_{H_2}^{\nu_{H_2}} N_{O_2}^{\nu_{O_2}}}{N_{H_2O}^{\nu_{H_2O}}} \left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\nu_{H_2}+\nu_{O_2}-\nu_{H_2O}}$$

$$K_{P_2} = \frac{N_{H_2}^{\nu_{H_2}} N_{OH}^{\nu_{OH}}}{N_{H_2O}^{\nu_{H_2O}}} \left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\nu_{H_2}+\nu_{OH}-\nu_{H_2O}}$$

donde

$$N_{\text{total}} = N_{H_2O} + N_{H_2} + N_{O_2} + N_{OH} = x + y + z + w$$

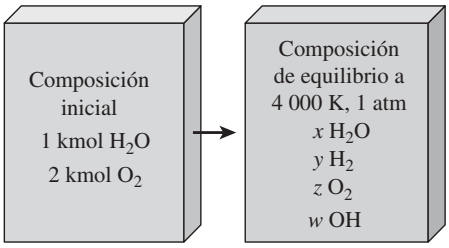


Figura 16-15

Esquema para el ejemplo 16-5.

Al sustituir valores se obtiene

$$0.5816 = \frac{(y)(z)^{1/2}}{x}\left(\frac{1}{x + y + z + w}\right)^{1/2} \quad \textbf{(3)}$$

$$0.9570 = \frac{(w)(y)^{1/2}}{x}\left(\frac{1}{x + y + z + w}\right)^{1/2} \quad \textbf{(4)}$$

Al despejar de las ecuaciones (1), (2), (3) y (4) simultáneamente las cuatro incógnitas *x*, *y*, *z* y *w* se obtiene

$$x = 0.271 \qquad y = 0.213$$

$$z = 1.849 \qquad w = 1.032$$

Por ende, la composición de equilibrio de 1 kmol de H_2O y 2 kmol de O_2 a 1 atm y 4 000 K es

$$\mathbf{0.271H_2O + 0.213H_2 + 1.849O_2 + 1.032OH}$$

Comentario Se pudo haber resuelto este problema utilizando la relación de K_P en la reacción estequiométrica $O_2 \rightleftharpoons 2O$ como una de las dos ecuaciones.

Encontrar la solución de un sistema de ecuaciones simultáneas no lineales es un proceso extremadamente tedioso, a la vez que consume demasiado tiempo si se hace de forma manual. Por lo tanto, a menudo es necesario resolver este tipo de problemas utilizando algún software para la solución de ecuaciones, tal como el EES.

16-5 ▪ Variación de K_p con la temperatura

En la sección 16-2 se demostró que la constante de equilibrio K_P de un gas ideal depende de la temperatura y está relacionada con el cambio de la función de Gibbs en estado estándar $\Delta G^*(T)$ a través de la relación (Ec. 16-14)

$$\ln K_P = -\frac{\Delta G^*(T)}{R_u T}$$

En esta sección se desarrolla una relación para la variación de K_P con la temperatura, en términos de otras propiedades.

Sustituyendo $\Delta G^*(T) = \Delta H^*(T) - T\,\Delta S^*(T)$ en la relación anterior y derivando con respecto a la temperatura, se obtiene

$$\frac{d(\ln K_p)}{dT} = \frac{\Delta H^*(T)}{R_u T^2} - \frac{d[\Delta H^*(T)]}{R_u T\,dT} + \frac{d[\Delta S^*(T)]}{R_u\,dT}$$

Bajo una presión constante, la segunda relación, $T\,ds = dh - v\,dP$, se reduce a $T\,ds = dh$. También, $T\,d(\Delta S^*) = d(\Delta H^*)$ puesto que ΔS^* y ΔH^* consisten en los términos de entropía y entalpía de los reactivos y de los productos. Por consiguiente, los dos últimos términos de la relación anterior se cancelan, y la ecuación se reduce a

$$\frac{d(\ln K_p)}{dT} = \frac{\Delta H^*(T)}{R_u T^2} = \frac{\bar{h}_R(T)}{R_u T^2} \quad \textbf{(16-17)}$$

donde $\bar{h}_R(T)$ es la entalpía de la reacción a la temperatura T. Observe que se ha eliminado el superíndice * (el cual indica una presión constante de 1 atm) de $\Delta H(T)$, puesto que la entalpía de un gas ideal depende solamente de la temperatura y es independiente de la presión. La ecuación 16-17 es una expresión de la variación de K_P con la temperatura en términos de $\bar{h}_R(T)$, y se le conoce como

la **ecuación de van't Hoff**. Para integrarla, es necesario conocer la forma como $\overline{h}_R$ varía con T. Para pequeños intervalos de temperatura, $\overline{h}_R$ puede considerarse como una constante y la ecuación 16-17 puede integrarse para obtener así

$$\ln \frac{K_{P_2}}{K_{P_1}} \cong \frac{\overline{h}_R}{R_u}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right) \tag{16-18}$$

Esta ecuación tiene dos implicaciones importantes. Primero, proporciona una manera de calcular el $\overline{h}_R$ de una reacción a partir del conocimiento de K_P, la cual es más fácil de determinar. Segundo, demuestra que las reacciones exotérmicas ($\overline{h}_R < 0$) tales como los procesos de combustión son menos completos a elevadas temperaturas puesto que el valor de K_P disminuye con la temperatura en dichas reacciones (Fig. 16-16).

Reacción: $C + O_2 \rightarrow CO_2$

T, K	K_P
1 000	4.78×10^{20}
2 000	2.25×10^{10}
3 000	7.80×10^{6}
4 000	1.41×10^{5}

Figura 16-16
Las reacciones exotérmicas son menos completas a temperaturas altas.

EJEMPLO 16-6 La entalpía de reacción en un proceso de combustión

Calcule la entalpía de reacción $\overline{h}_R$ de un proceso de combustión de hidrógeno $H_2 + 0.5O_2 \rightarrow H_2O$ a 2 000 K, utilizando *a*) datos de entalpía y *b*) datos de K_P.

Solución Se va a determinar el valor de $\overline{h}_R$ a una temperatura especificada utilizando la entalpía y datos de K_P.

Suposición Tanto los reactivos como los productos son gases ideales.

Análisis *a*) El valor de $\overline{h}_R$ del proceso de combustión de H_2 a 2 000 K es la cantidad de energía liberada a medida que se quema 1 kmol de H_2 en una cámara de combustión de flujo estacionario a una temperatura de 2 000 K. Puede determinarse a partir de la ecuación 15-6,

$$\begin{aligned}\overline{h}_R &= \sum N_p(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_p - \sum N_r(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_r \\ &= N_{H_2O}(\overline{h}_f^\circ + \overline{h}_{2\,000\text{ K}} - \overline{h}_{298\text{ K}})_{H_2O} - N_{H_2}(\overline{h}_f^\circ + \overline{h}_{2\,000\text{ K}} - \overline{h}_{298\text{ K}})_{H_2} \\ &\quad - N_{O_2}(\overline{h}_f^\circ + h_{2\,000\text{ K}} - h_{298\text{ K}})_{O_2}\end{aligned}$$

Al sustituir se obtiene

$$\begin{aligned}\overline{h}_R &= (1\text{ kmol } H_2O)[(-241\,820 + 82\,593 - 9\,904)\text{ kJ/kmol } H_2O] \\ &\quad - (1\text{ kmol } H_2)[(0 + 61\,400 - 8\,468)\text{ kJ/kmol } H_2] \\ &\quad - (0.5\text{ kmol } O_2)[(0 + 67\,881 - 8\,682)\text{ kJ/kmol } O_2] \\ &= \mathbf{-251\,663\text{ kJ/kmol}}\end{aligned}$$

b) El valor de $\overline{h}_R$ a 2 000 K puede calcularse utilizando los valores de K_P a 1 800 y 2 200 K (las dos temperaturas más cercanas a 2 000 K para las que hay datos disponibles de K_P) de la tabla A-28. Éstos son $K_{P_1} = 18\,509$ a $T_1 = 1\,800$ K y $K_{P_2} = 869.6$ a $T_2 = 2\,200$ K. Al sustituir estos valores en la ecuación 16-18, se determina que el valor de $\overline{h}_R$ es

$$\ln \frac{K_{P_2}}{K_{P_1}} \cong \frac{\overline{h}_R}{R_u}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)$$

$$\ln \frac{869.6}{18\,509} \cong \frac{\overline{h}_R}{8.314\text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}}\left(\frac{1}{1\,800\text{ K}} - \frac{1}{2\,200\text{ K}}\right)$$

$$\overline{h}_R \cong \mathbf{-251\,698\text{ kJ/kmol}}$$

Comentario A pesar de la gran diferencia de temperatura entre T_1 y T_2 (400 K), los dos resultados son casi idénticos. Si se hubiera utilizado un intervalo de temperatura más pequeño, la similitud entre ambos resultados hubiera sido mayor.

Figura 16-17

La ropa húmeda colgada en un área abierta se seca finalmente como resultado de la transferencia de masa de una fase líquida a una fase de vapor.

© *C Squared Studios/Getty Images RF*

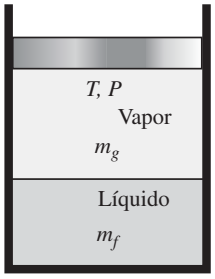


Figura 16-18

Una mezcla de líquido-vapor en equilibrio a temperatura y presión constantes.

16-6 ▪ Equilibrio de fase

Se demostró al comienzo de este capítulo que el estado de equilibrio de un sistema bajo una presión y temperatura especificadas es el estado de la función mínima de Gibbs, y que el criterio de equilibrio para un sistema reactivo o no reactivo se expresaba como (Ec. 16-4)

$$(dG)_{T,P} = 0$$

En las secciones anteriores se aplicó el criterio de equilibrio a sistemas reactivos. En esta sección, dicho criterio se aplica a los sistemas multifase no reactivos.

Se sabe, a partir de la experiencia, que una playera húmeda colgada al aire libre se seca finalmente y que una pequeña cantidad de agua que se deja sobre un vidrio se evapora, igual que una loción que está dentro de un contenedor abierto desaparece (Fig. 16-17). Estos ejemplos sugieren que existe una fuerza impulsora entre las dos fases de una sustancia que obliga que la masa se transforme de una fase a otra. La magnitud de esta fuerza depende, entre otras cosas, de las concentraciones relativas de ambas fases. Una playera húmeda se seca mucho más rápido cuando está en el aire seco que cuando se encuentra en aire húmedo. De hecho, no se alcanza a secar si la humedad relativa del ambiente es de 100 por ciento. En este caso, no se presenta ninguna transformación de una fase líquida a una fase de vapor y se dice que ambas fases están en **equilibrio de fase**. Sin embargo, las condiciones del equilibrio de fase cambian si la temperatura o la presión cambia. Por lo tanto, se estudiará el equilibrio de fase bajo una presión y temperatura especificadas.

Equilibrio de fase para un sistema de un solo componente

El criterio de equilibrio de dos fases de una sustancia pura como el agua se desarrolla fácilmente considerando una mezcla de líquido y vapor saturados en equilibrio, bajo una presión y temperatura especificadas, según se muestra en la figura 16-18. La función total de Gibbs de esta mezcla es

$$G = m_f g_f + m_g g_g$$

donde g_f y g_g son las funciones de Gibbs de las fases líquida y de vapor por unidad de masa, respectivamente. Ahora imagínese un disturbio durante el cual se evapora una cantidad diferencial de líquido dm_f que se evapora a temperatura y presión constantes. El cambio en la función total de Gibbs durante este disturbio es

$$(dG)_{T,P} = g_f\, dm_f + g_g\, dm_g$$

puesto que g_f y g_g permanecen constantes bajo una presión y temperatura constantes. En el punto de equilibrio, $(dG)_{T,P} = 0$. Asimismo, a partir del principio de conservación de la masa, $dm_g = -dm_f$. Al sustituir, se obtiene

$$(dG)_{T,P} = (g_f - g_g)\, dm_f$$

la cual debe ser igual a cero en el punto de equilibrio. Se obtiene

$$g_f = g_g \qquad \textbf{(16-19)}$$

Por lo tanto, *las dos fases de una sustancia pura se encuentran en equilibrio cuando cada fase tenga el mismo valor de la función específica de Gibbs*. Asimismo, en el punto triple (el estado en el que las tres fases coexisten en equilibrio), las funciones específicas de Gibbs de las tres fases son iguales entre sí.

¿Qué pasa si $g_f > g_g$? Obviamente las dos fases no están en equilibrio en ese momento. La segunda ley requiere que $(dG)_{T,P} = (g_f - g_g)\, dm_f \leq 0$. Por lo tanto, el valor de dm_f deberá ser negativo, lo que significa que parte del líquido se vaporizará hasta que $g_f = g_g$. Por lo tanto, la diferencia de la función de Gibbs es la fuerza que genera el cambio de fase, del mismo modo que la diferencia de temperatura es la fuerza que genera la transferencia de calor.

EJEMPLO 16-7 Equilibrio de fase para una mezcla saturada

Demuestre que una mezcla de agua líquida saturada y vapor de agua saturado a 120 °C satisface el criterio de equilibrio de fase.

Solución Se demostrará que un vapor húmedo satisface el criterio de equilibrio de fase.

Propiedades Las propiedades del agua saturada a 120 °C son $h_f = 503.81$ kJ/kg, $s_f = 1.5279$ kJ/kg · K, $h_g = 2\,706.0$ kJ/kg y $s_g = 7.1292$ kJ/kg · K (tabla A-4).

Análisis Utilizando la definición de la función de Gibbs en conjunto con los datos de entalpía y entropía, se obtiene

$$g_f = h_f - Ts_f = 503.81\ \text{kJ/kg} - (393.15\ \text{K})(1.5279\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$
$$= -96.9\ \text{kJ/kg}$$

y

$$g_g = h_g - Ts_g = 2\,706.0\ \text{kJ/kg} - (393.15\ \text{K})(7.1292\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$
$$= -96.8\ \text{kJ/kg}$$

Comentario Los dos resultados casi coinciden. Si se hubieran utilizado datos más precisos sobre las propiedades, los resultados hubieran sido idénticos. Por lo tanto, se satisface el criterio del equilibrio de fase.

La regla de fases

Note que un sistema de dos fases con un solo componente puede estar en equilibrio a diferentes temperaturas (o presiones). Sin embargo, una vez que se fija la temperatura, el sistema permanece inmóvil en un estado de equilibrio y todas las propiedades intensivas de cada fase (a excepción de sus cantidades relativas) poseen un valor fijo. Por lo tanto, un sistema de dos fases y un solo componente tiene una propiedad independiente, la cual puede ser ya sea la temperatura o la presión.

En general, el número de variables independientes asociadas con un sistema multifase y multicomponente está dado por la **regla de las fases de Gibbs**, que se expresa como

$$\text{IV} = C - \text{PH} + 2 \qquad \textbf{(16-20)}$$

donde IV = el número de variables independientes (*independent variables*), C = el número de componentes (*components*) y PH = el número de fases (*phases*) presentes en equilibrio. Por ejemplo, para el de un solo componente ($C = 1$) y dos fases (PH = 2) que se estudió anteriormente, es necesario especificar una propiedad intensiva independiente (IV = 1, Fig. 16-19). Sin embargo, en el punto triple, PH = 3 y, por lo tanto, IV = 0. Es decir, ninguna de las propiedades de una sustancia pura puede variar en el punto triple. Asimismo, con base en esta regla, una sustancia pura que exista en una sola fase (PH = 1) tendrá dos variables independientes. En otras palabras, es necesario

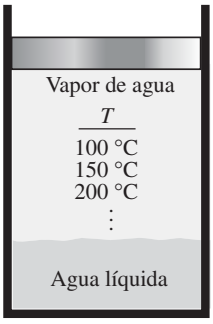


Figura 16-19
De acuerdo con la regla de fases de Gibbs, un sistema de dos fases y un solo componente puede tener sólo una variable independiente.

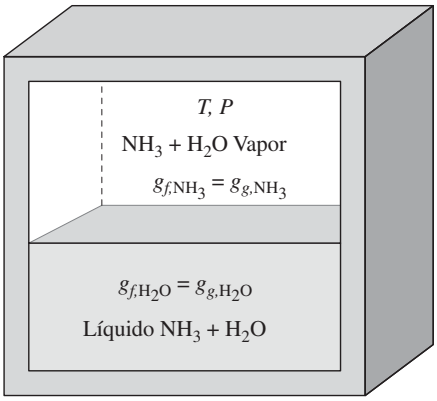


Figura 16-20

Un sistema multicomponente de múltiples fases está en equilibrio de fases cuando la función específica de Gibbs de cada componente es la misma para todas las fases.

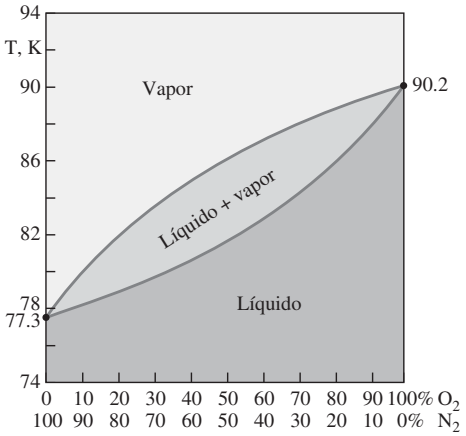


Figura 16-21

Diagrama del equilibrio de la mezcla de dos fases, líquido y vapor, de dos componentes, oxígeno y nitrógeno, a 0.1 MPa.

especificar dos propiedades intensivas independientes para establecer el estado de equilibrio de una sustancia pura en una sola fase.

Equilibrio de fases para un sistema multicomponente

Muchos sistemas multifase, en la práctica, involucran a dos o más componentes. Un sistema multifase y multicomponente bajo una presión y temperatura especificadas, se encuentra en equilibrio de fases cuando no existe una fuerza impulsora entre las diferentes fases de cada componente. Por consiguiente, para lograr el equilibrio de fases, la función específica de Gibbs de cada componente debe ser igual para todas las fases (Fig. 16-20). Esto es,

$$g_{f,1} = g_{g,1} = g_{s,1} \quad \text{para componente 1}$$

$$g_{f,2} = g_{g,2} = g_{s,2} \quad \text{para componente 2}$$

$$\cdots\cdots\cdots\cdots$$

$$g_{f,N} = g_{g,N} = g_{s,N} \quad \text{para componente } N$$

También se pueden deducir estas relaciones utilizando rigor matemático en vez de argumentos físicos.

Algunos componentes pueden existir en más de una fase sólida bajo una presión y temperatura especificadas. En este caso, la función específica de Gibbs de cada fase sólida de un componente debe ser la misma para lograr el equilibrio de fase.

En esta sección se estudia el equilibrio de fases de sistemas de dos componentes que involucran dos fases (líquido y vapor) en equilibrio. Para dichos sistemas, $C = 2$, $\text{PH} = 2$ y, por ende, $\text{IV} = 2$. Esto es, un sistema de dos componentes y dos fases tiene dos variables independientes y dicho sistema no estará en equilibrio a no ser que se fijen al menos dos propiedades intensivas independientes.

En general, las dos fases de un sistema de dos componentes no tienen la misma composición en cada fase. Esto es, la fracción molar de un componente difiere cuando éste se encuentra en fases diferentes. Lo anterior se ilustra en la figura 16-21 para la mezcla de dos fases de oxígeno y nitrógeno bajo una presión de 0.1 MPa. En este diagrama, la línea de vapor representa la composición en equilibrio de la fase de vapor a diferentes temperaturas, y la línea de líquido representa lo mismo para la fase líquida. Por ejemplo, a 84 K, las fracciones molares son 30 por ciento de nitrógeno y 70 por ciento de oxígeno en la fase líquida, y 66 por ciento de nitrógeno y 34 por ciento de oxígeno en la fase de vapor. Observe que

$$y_{f,N_2} + y_{f,O_2} = 0.30 + 0.70 = 1 \quad \textbf{(16-21}\textit{a}\textbf{)}$$

$$y_{g,N_2} + y_{g,O_2} = 0.66 + 0.34 = 1 \quad \textbf{(16-21}\textit{b}\textbf{)}$$

Por lo tanto, una vez que se especifican la presión y la temperatura (dos variables independientes) de una mezcla de dos fases y dos componentes, la composición de equilibrio de cada fase puede determinarse a partir del diagrama de fases, el cual se basa en mediciones experimentales.

Es interesante observar que la temperatura es una función *continua*; sin embargo, la fracción molar (que es una concentración adimensional), en general no lo es. Por ejemplo, las temperaturas del agua y del aire en la superficie de un lago son siempre las mismas. Si embargo, las fracciones molares del aire en ambos lados de la interfase agua-aire son obviamente diferentes (de hecho, la fracción molar del aire en el agua es cercana a cero). De la misma forma, las fracciones molares del agua en ambos lados de la interfase agua-aire también son diferentes aun cuando el aire esté saturado (Fig. 16-22). Así, cuando se

especifican las fracciones molares en mezclas de dos fases, es necesario especificar claramente la fase en cuestión.

En la mayoría de las aplicaciones prácticas, las dos fases de una mezcla no están en equilibrio de fases puesto que el establecimiento del equilibrio de fases requiere la difusión de especies de regiones con alta concentración a regiones de baja concentración, lo cual puede tomar mucho tiempo. Sin embargo, el equilibrio de fases siempre se presenta en la interfase de dos fases de una especie. En el caso de la interfase aire-agua, la fracción molar de vapor de agua en el aire se determina fácilmente a partir de datos de saturación, como se muestra en el ejemplo 16-8.

La situación que se presenta en interfases *sólido-líquido* es similar. De nuevo, a una determinada temperatura, sólo puede disolverse cierta cantidad de sólidos en un líquido y la solubilidad del sólido en el líquido se determina a partir del requerimiento de que debe existir equilibrio termodinámico entre el sólido y la solución en la interfase. La **solubilidad** representa *la cantidad máxima de sólido que puede disolverse en un líquido a una temperatura especificada*, y su valor se puede encontrar en una amplia variedad de manuales de química. En la tabla 16-1 se presentan, como muestra, datos respecto a la solubilidad del cloruro de sodio (NaCl) y el bicarbonato de calcio [$Ca(HCO_3)_2$] a diferentes temperaturas. Por ejemplo, la solubilidad de la sal (NaCl) en agua a 310 K es 36.5 kg por 100 kg de agua. Por lo tanto, la fracción de masa de sal en la salmuera saturada es simplemente

$$\text{fm}_{\text{sal, lado líquido}} = \frac{m_{\text{sal}}}{m} = \frac{36.5 \text{ kg}}{(100 + 36.5) \text{ kg}} = 0.267 \text{ (o 26.7 por ciento)}$$

mientras que la fracción de masa de la sal en una sal sólida pura es fm = 1.0.

Muchos procesos involucran la absorción de un gas en un líquido. La mayoría de los gases son muy poco solubles en líquidos (como el aire en el agua), y para dichas soluciones diluidas, se ha observado que las fracciones molares de una especie i en las fases de gas y líquido en la interfase son proporcionales entre sí. Esto es, $y_{i,\text{ lado gas}} \propto y_{i,\text{lado líquido}}$ o $P_{i,\text{ lado gas}} \propto P y_{i,\text{lado líquido}}$ puesto que $y_i = P_i / P$ para mezclas de gases ideales. A esta expresión se le conoce como **ley de Henry** y se expresa como

$$y_{i,\text{lado líquido}} = \frac{P_{i,\text{lado gas}}}{H} \qquad \textbf{(16-22)}$$

donde H es la **constante de Henry**, la cual es el producto de la presión total de la mezcla de gas y la constante de proporcionalidad. Para una especie determinada, es una función sólo de la temperatura y prácticamente independiente de la presión para presiones por debajo de 5 atm. En la tabla 16-2 se proporcionan valores de la constante de Henry para varias soluciones acuosas a diferentes temperaturas. De esta tabla y de la ecuación anterior se pueden hacer las observaciones siguientes:

1. La concentración de un gas disuelto en un líquido es inversamente proporcional a la constante de Henry. Por lo tanto, a medida que el valor de la constante de Henry es más grande, la concentración de los gases disueltos en el líquido es más pequeña.
2. La constante de Henry aumenta (y, por lo tanto, la fracción de un gas disuelto en el líquido disminuye) al aumentar la temperatura. Así, los gases disueltos en un líquido pueden hacerse desaparecer calentando el líquido (Fig. 16-23).
3. La concentración de un gas disuelto en un líquido es proporcional a la presión parcial de dicho gas. Por lo tanto, la cantidad de gas disuelto en un

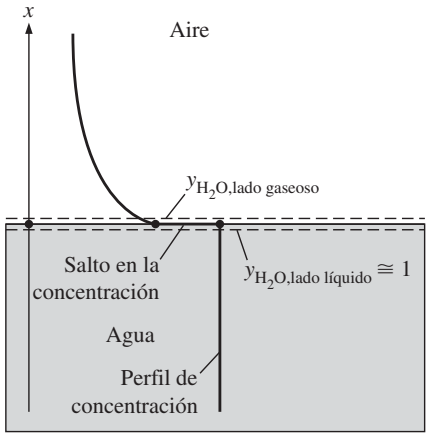


Figura 16-22

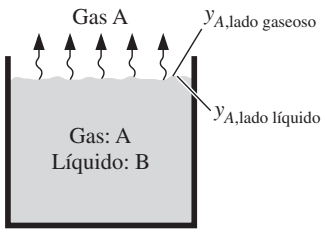
A diferencia de la temperatura, la fracción molar de componentes en ambos lados de una interfase líquido-gas (o sólido-gas o sólido-líquido) no es generalmente la misma.

Tabla 16-1

Solubilidad de dos componentes inorgánicos en agua a diferentes temperaturas, en kg (en 100 kg de agua)

(Fuente *Handbook of Chemistry*, McGraw-Hill, 1961)

	Soluto	
Temperatura, K	Sal NaCl	Bicarbonato de calcio $Ca(HCO_3)_2$
273.15	35.7	16.15
280	35.8	16.30
290	35.9	16.53
300	36.2	16.75
310	36.5	16.98
320	36.9	17.20
330	37.2	17.43
340	37.6	17.65
350	38.2	17.88
360	38.8	18.10
370	39.5	18.33
373.15	39.8	18.40



$$y_{A,\text{lado gaseoso}} \propto y_{A,\text{lado líquido}}$$

o

$$\frac{P_{A,\text{lado gaseoso}}}{P} \propto y_{A,\text{lado líquido}}$$

o

$$P_{A,\text{lado gaseoso}} = H y_{A,\text{lado líquido}}$$

Figura 16-23

Los gases disueltos en un líquido pueden ser extraídos al calentar el líquido.

Tabla 16-2

Constante de Henry H (en bars) de gases seleccionados disueltos en agua a presiones bajas a moderadas (para el gas i, $H = P_{i,\text{lado gaseoso}}/y_{i,\text{lado agua}}$)
(Fuente: Mills, 1995, tabla A-21, p. 874)

Soluto	290 K	300 K	310 K	320 K	330 K	340 K
H_2S	440	560	700	830	980	1 140
CO_2	1 280	1 710	2 170	2 720	3 220	—
O_2	38 000	45 000	52 000	57 000	61 000	65 000
H_2	67 000	72 000	75 000	76 000	77 000	76 000
CO	51 000	60 000	67 000	74 000	80 000	84 000
Aire	62 000	74 000	84 000	92 000	99 000	104 000
N_2	76 000	89 000	101 000	110 000	118 000	124 000

líquido puede incrementarse aumentando su presión. Lo anterior puede utilizarse en la carbonización de bebidas refrescantes con gas CO_2.

Hablando estrictamente, el resultado obtenido en la ecuación 16-22 para la fracción molar de gas disuelto es válido para la capa de líquido que se encuentra justamente debajo de la interfase, pero no necesariamente para todo el líquido. Esto último sería el caso solamente cuando se estableciera el equilibrio termodinámico de las fases en el cuerpo del líquido en su totalidad.

Se mencionó con anterioridad que el uso de la ley de Henry se limita a soluciones diluidas de gas y líquido, esto es, líquidos con una pequeña cantidad de gases disueltos en ellos. Entonces, la pregunta que surge de manera natural es ¿qué se hace cuando el gas es altamente soluble en el líquido (o sólido), como el amoniaco en el agua? En este caso, la relación lineal de la ley de Henry no se aplica y la fracción molar de un gas disuelto en el líquido (o sólido), en general, se expresa como una función de la presión parcial del gas en la fase gaseosa y de la temperatura. En este caso, una relación aproximada para las *fracciones molares* de una especie en los *lados líquido* y *gaseoso* en la interfase, está dada por la **ley de Raoult**, como

$$P_{i,\text{lado gaseoso}} = y_{i,\text{lado gaseoso}} P_{\text{total}} = y_{i,\text{lado líquido}} P_{i,\text{sal}}(T) \qquad \textbf{(16-23)}$$

donde $P_{i,\text{sat}}(T)$ es la *presión de saturación* de la especie i a la temperatura de la interfase y P_{total} es la *presión total* sobre el lado de la fase gaseosa. En los manuales de química se pueden encontrar tablas con datos para soluciones comunes como la solución amoniaco-agua, la cual se utiliza ampliamente en sistemas de refrigeración por absorción.

Los gases pueden disolverse también en *sólidos*; sin embargo, el proceso de difusión en este caso puede ser muy complejo. La disolución de un gas puede ser independiente de la estructura del sólido, o puede depender de manera significativa de su porosidad. Algunos procesos de disolución (como la disolución de hidrógeno en titanio, similar a la de CO_2 en agua) son *reversibles* y, por lo tanto, mantener el contenido de gas en el sólido requiere un contacto constante del sólido con un depósito de ese gas. Otros procesos de disolución son *irreversibles*. Por ejemplo, el gas oxígeno disuelto en titanio forma TiO_2 sobre la superficie y el proceso no es reversible por sí mismo.

La densidad molar de la componente gaseosa i en el sólido en la interfase $\overline{\rho}_{i,\text{lado sólido}}$ es proporcional a la *presión parcial* del componentes i en el gas $P_{i,\text{lado gaseoso}}$ en el lado gaseoso de la interfase y se expresa como

$$\overline{\rho}_{i,\text{lado sólido}} = \mathcal{S} \times P_{i,\text{lado gaseoso}} \qquad (\text{kmol/m}^3) \qquad \textbf{(16-24)}$$

donde $\mathcal{S}$ es la solubilidad. Expresando la presión en bars y observando que la unidad de concentración molar es kmol del componente *i* por m^3, la unidad de solubilidad es kmol/m^3 · bar. En la tabla 16-3 se proporcionan datos de solubilidad de combinaciones seleccionadas gas-sólido. El producto de la *solubilidad* de un gas y el *coeficiente de difusión* del gas en un sólido se conoce como *permeabilidad*, que es una medida de la habilidad que tiene un gas para penetrar un sólido. La permeabilidad es inversamente proporcional al espesor y tiene como unidad el kmol/s · m · bar.

Por último, si un proceso involucra la *sublimación* de un sólido puro como el hielo, o la *evaporación* de un líquido puro como el agua, en un medio diferente como lo es el aire, el valor de la fracción molar (o másica) de la sustancia en la fase líquida o sólida se considera 1.0, así que la presión parcial y, por ende, la fracción molar de la sustancia en la fase gaseosa pueden determinarse fácilmente a partir de los datos de saturación de la sustancia a una temperatura especificada. Asimismo, la suposición del equilibrio termodinámico en la interfase es muy razonable en sólidos puros, en líquidos puros y soluciones, excepto cuando ocurren reacciones químicas en la interfase.

Tabla 16-3

Solubilidad de gases y sólidos seleccionados (Fuente: Barrer, 1941)

(para gas *i*, $\mathcal{S} = \bar{\rho}_{i,\text{lado sólido}}/P_{i,\text{lado gaseoso}}$)

		$\mathcal{S}$	
Gas	Sólido	*T* K	kmol/m^3 · bar
O_2	Hule	298	0.00312
N_2	Hule	298	0.00156
CO_2	Hule	298	0.04015
He	SiO_2	298	0.00045
H_2	Ni	358	0.00901

EJEMPLO 16-8 Fracción molar del vapor de agua justo sobre un lago

Determine la fracción molar del vapor de agua en la superficie de un lago cuya temperatura es de 15 °C, y compárela con la fracción molar del agua en dicho lago (Fig. 16-24). Considere el valor de la presión atmosférica a nivel del lago de 92 kPa.

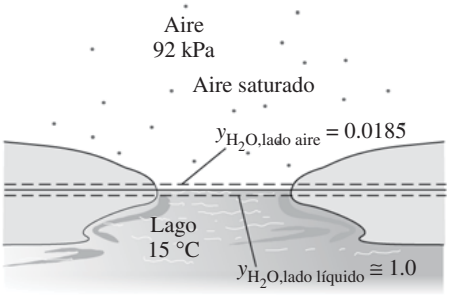


Figura 16-24
Esquema para el ejemplo 16-8.

Solución Se determinará la fracción molar del vapor de agua sobre la superficie de un lago y se comparará con la fracción molar del agua en el lago.

Suposiciones **1** Tanto el aire como el vapor de agua son gases ideales. **2** La cantidad de aire disuelto en el agua es insignificante.

Propiedades La presión de saturación del agua a 15 °C es 1.7057 kPa (tabla A-4).

Análisis Existe equilibrio de fases en la superficie del lago y, por lo tanto, el aire sobre la superficie del lago está siempre saturado a la temperatura de la interfase.

El aire está saturado en la superficie del agua. Por lo tanto, la presión parcial del vapor de agua en el aire sobre la superficie del lago, será simplemente la presión de saturación del agua a 15 °C,

$$P_v = P_{\text{sat a 15 °C}} = 1.7057 \text{ kPa}$$

La fracción molar del vapor de agua en el aire sobre la superficie del lago se determina a partir de la ecuación 16-22,

$$y_v = \frac{P_v}{P} = \frac{1.7057 \text{ kPa}}{92 \text{ kPa}} = \mathbf{0.0185 \text{ o } 1.85 \text{ por ciento}}$$

El agua contiene cierta cantidad de aire disuelto, sin embargo, es despreciable. Por ello, se puede suponer que todo el lago contiene agua líquida. Entonces, la fracción molar se convierte en

$$y_{\text{agua, lado líquido}} \cong \mathbf{1.0 \text{ o } 100 \text{ por ciento}}$$

Comentario Note que la concentración de agua en base molar es de 100 por ciento justo por debajo de la interfase aire-agua, y de menos de 2 por ciento justamente arriba de la misma, a pesar de que se supone que el aire está saturado (por lo que esto representa el valor más alto a 15 °C). Por consiguiente, pueden presentarse discontinuidades significativas en la concentración de una especie a través de las fronteras de las fases.

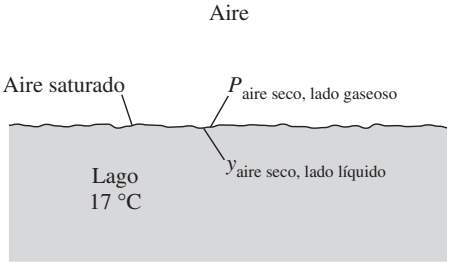


Figura 16-25
Esquema para el ejemplo 16-9.

EJEMPLO 16-9 La cantidad de aire disuelto en agua

Determine la fracción molar de aire en la superficie de un lago cuya temperatura es de 17 °C (Fig. 16-25). Considere que la presión atmosférica a nivel del lago es de 92 kPa.

Solución Se determinará la fracción molar del aire en el agua del lago.
Suposición Tanto el aire como el vapor son gases ideales.
Propiedades La presión de saturación del agua a 17 °C es de 1.96 kPa (tabla A-4). La constante de Henry del aire disuelto en agua a 290 K es H = 62 000 bars (tabla 16-2).
Análisis Este ejemplo es similar al anterior. De nuevo, el aire en la superficie del agua está saturado y, por lo tanto, la presión parcial del vapor de agua en el aire en la superficie del agua es la presión de saturación del agua a 17 °C,

$$P_v = P_{\text{sat a 17 °C}} = 1.96 \text{ kPa}$$

La presión parcial del aire seco es

$$P_{\text{aire seco}} = P - P_v = 92 - 1.96 = 90.04 \text{ kPa} = 0.9004 \text{ bars}$$

Observe que se pudo haber ignorado la presión del vapor porque la cantidad de vapor en el aire es muy pequeña, con una pérdida en precisión insignificante (con un error de 2 por ciento aproximadamente). La fracción molar del aire en el agua es, a partir de la ley de Henry,

$$y_{\text{aire seco, lado líquido}} = \frac{P_{\text{aire seco, lado gaseoso}}}{H} = \frac{0.9004 \text{ bars}}{62\,000 \text{ bars}} = \mathbf{1.45 \times 10^{-5}}$$

Comentario Como se esperaba, este valor es muy pequeño. Por lo tanto, la concentración de aire en el agua justamente por debajo de la interfase aire-agua es de 1.45 moles por cada 100 000 moles. Sin embargo, evidentemente ésta es una cantidad suficiente de oxígeno para los peces y otras criaturas en el lago. Observe que la cantidad de aire disuelto en el agua disminuye al aumentar la profundidad, a menos que exista equilibrio de fases en todo el lago.

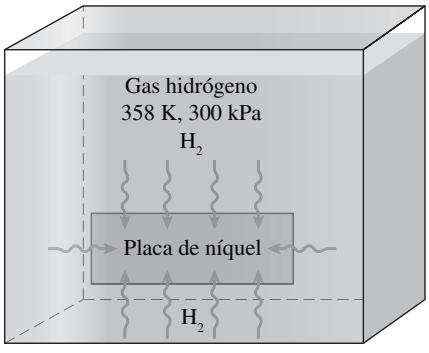


Figura 16-26
Esquema para el ejemplo 16-10.

EJEMPLO 16-10 Difusión de gas hidrógeno en una placa de níquel

Considere una placa de níquel que se coloca dentro de un recipiente lleno de gas hidrógeno a 358 K y 300 kPa. Determine la densidad molar y másica del hidrógeno en la placa de níquel en el momento en el que se establece el equilibrio de fases (Fig. 16-26).

Solución Se va a exponer una placa de níquel al gas hidrógeno. Se determinará la densidad del hidrógeno en la placa.
Propiedades La masa molar de hidrógeno H_2 es M = 2 kg/kmol, y la solubilidad del hidrógeno en el níquel a una temperatura especificada se proporciona en la tabla 16-3 y es de 0.00901 kmol/m^3 · bar.
Análisis Al observar que 300 kPa = 3 bars, la densidad molar del hidrógeno en la placa de níquel, a partir de la ecuación 16-24, es

$$\begin{aligned}\bar{\rho}_{\text{H}_2,\text{lado sólido}} &= \mathcal{S} \times P_{\text{H}_2,\text{lado gaseoso}} \\ &= (0.00901 \text{ kmol/m}^3 \cdot \text{bar})(3 \text{ bars}) = \mathbf{0.027 \text{ kmol/m}^3}\end{aligned}$$

La cual corresponde a una densidad de

$$\begin{aligned}\rho_{\text{H}_2,\text{lado sólido}} &= \bar{\rho}_{\text{H}_2,\text{lado sólido}} M_{\text{H}_2} \\ &= (0.027 \text{ kmol/m}^3)(2 \text{ kg/kmol}) = \mathbf{0.054 \text{ kg/m}^3}\end{aligned}$$

Esto es, habrá 0.027 kmol (o 0.054 kg) de gas H_2 en cada m^3 de volumen de la placa de níquel cuando se establezca el equilibrio de fases.

EJEMPLO 16-11 Composición de las diferentes fases de una mezcla

En sistemas de refrigeración por absorción, a menudo se utiliza una mezcla de dos fases en equilibrio de amoniaco líquido (NH_3) y agua (H_2O). Considere una de tales mezclas a 40 °C, la cual se muestra en la figura 16-27. Si la composición de la fase líquida es de 70 por ciento de NH_3 y 30 por ciento de H_2O en números molares, determine la composición de la fase de vapor de esta mezcla.

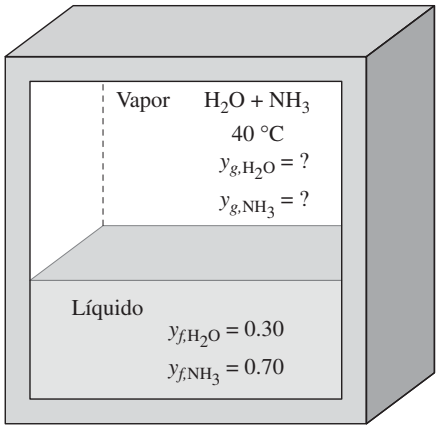


Figura 16-27
Esquema para el ejemplo 16-11.

Solución Se considera una mezcla de dos fases de dos componentes, amoniaco y agua, a una temperatura especificada. Se proporciona la composición de la fase líquida y se determinará la composición de la fase de vapor.

Suposición La mezcla es ideal y, por lo tanto, se puede aplicar la ley de Raoult.

Propiedades Las presiones de saturación del H_2O y del NH_3 a 40 °C son $P_{H2O,sat} = 7.3851$ kPa y $P_{NH3,\,sat} = 1\,554.33$ kPa.

Análisis Las presiones del vapor se determinan a partir de

$$P_{H_2O,\text{lado gaseoso}} = y_{H_2O,\text{lado líquido}}\, P_{H_2O,\text{sat}}(T) = 0.30(7.3851\ \text{kPa}) = 2.22\ \text{kPa}$$

$$P_{NH_3,\text{lado gaseoso}} = y_{NH_3,\text{lado líquido}}\, P_{NH_3,\text{sat}}(T) = 0.70(1\,554.33\ \text{kPa}) = 1\,088.03\ \text{kPa}$$

La presión total de la mezcla es

$$P_{\text{total}} = P_{H_2O} + P_{NH_3} = 2.22 + 1\,088.03 = 1\,090.25\ \text{kPa}$$

Entonces, las fracciones molares en la fase gaseosa son

$$y_{H_2O,\text{lado gaseoso}} = \frac{P_{H_2O,\text{lado gaseoso}}}{P_{\text{total}}} = \frac{2.22\ \text{kPa}}{1\,090.25\ \text{kPa}} = \mathbf{0.0020}$$

$$y_{NH_3,\text{lado gaseoso}} = \frac{P_{NH_3,\text{lado gaseoso}}}{P_{\text{total}}} = \frac{1\,088.03\ \text{kPa}}{1\,090.25\ \text{kPa}} = \mathbf{0.9980}$$

Comentario Note que la fase gaseosa consiste casi en su totalidad de amoniaco, lo cual hace a esta mezcla muy apropiada para su uso en refrigeración por absorción.

RESUMEN

Se dice que un sistema aislado está en *equilibrio químico* si no se presentan cambios en la composición química del mismo. El criterio del equilibrio químico se basa en la segunda ley de la termodinámica y, para un sistema a una presión y temperatura especificadas, puede expresarse como

$$(dG)_{T,P} = 0$$

Para la reacción

$$\nu_A A + \nu_B B \rightleftharpoons \nu_C C + \nu_D D$$

donde las ν son los coeficientes estequiométricos, el *criterio de equilibrio* puede expresarse en términos de las funciones de Gibbs como

$$\nu_C \bar{g}_C + \nu_D \bar{g}_D - \nu_A \bar{g}_A - \nu_B \bar{g}_B = 0$$

lo cual es válido para cualquier reacción química sin importar las fases involucradas en la misma.

Para los sistemas reactivos que consisten de gases ideales solamente, la constante de equilibrio K_P puede expresarse como

$$K_P = e^{-\Delta G^*(T)/R_u T}$$

donde el *cambio de la función de Gibbs en estado estándar* $\Delta G^*(T)$ y la constante de equilibrio K_P están definidas como

$$\Delta G^*(T) = \nu_C \bar{g}_C^*(T) + \nu_D \bar{g}_D^*(T) - \nu_A \bar{g}_A^*(T) - \nu_B \bar{g}_B^*(T)$$

y

$$K_P = \frac{P_C^{\nu_C} P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A} P_B^{\nu_B}}$$

En esta fórmula, las P_i son las presiones parciales de los componentes, en atm. Las K_P de las mezclas de gases ideales pueden también expresarse en términos de los números molares de los componentes, como

$$K_P = \frac{N_C^{\nu_C} N_D^{\nu_D}}{N_A^{\nu_A} N_B^{\nu_B}} \left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\Delta\nu}$$

donde $\Delta\nu = \nu_C + \nu_D - \nu_A - \nu_B$, P es la presión total, en atm, y N_{total} es el número total de moles presentes en la cámara de reacción, incluyendo cualquier gas inerte. La ecuación anterior se escribió para una reacción que involucra a dos reactivos y dos productos; sin embargo, puede hacerse extensiva a reacciones que involucren cualquier número de reactivos y productos.

La constante de equilibrio K_P de las mezclas de gases ideales depende solamente de la temperatura. Es independiente de la presión de la mezcla en equilibrio y no resulta afectada por la presencia de gases inertes. A medida que el valor de K_P es mayor, la reacción será más completa. Valores muy pequeños de K_P indican que la reacción no se lleva a cabo de forma significativa. Una reacción donde $K_P > 1\ 000$ se considera, en general, como completa, mientras que una reacción con un $K_P < 0.001$ se considera que no se lleva a cabo. La presión de la mezcla afecta la composición de equilibrio, a pesar de que no afecta a la constante de equilibrio K_P.

La variación de K_P con la temperatura se expresa en términos de otras propiedades termoquímicas por medio de la *ecuación de Van't Hoff*

$$\frac{d(\ln K_P)}{dT} = \frac{\overline{h}_R(T)}{R_u T^2}$$

donde $\overline{h}_R(T)$ es la entalpía de la reacción a la temperatura T. Para intervalos de temperatura pequeños, puede integrarse para obtener

$$\ln \frac{K_{P_2}}{K_{P_1}} \cong \frac{\overline{h}_R}{R_u}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)$$

Esta ecuación demuestra que los procesos de combustión son menos completos a elevadas temperaturas puesto que K_P disminuye con la temperatura en el caso de reacciones exotérmicas.

Se dice que dos fases se encuentran en *equilibrio de fases* cuando no existe ninguna transformación de una fase a otra. Dos fases de una sustancia pura están en equilibrio cuando cada fase tiene el mismo valor de la función específica de Gibbs. Esto es,

$$g_f = g_g$$

En general, el número de variables independientes asociadas con un sistema multicomponente y multifase está dado por la *regla de las fases de Gibbs*, la cual se expresa como

$$\text{IV} = C - \text{PH} + 2$$

donde IV = el número de variables independientes, C = el número de componentes y PH = el número de fases presentes en equilibrio.

Un sistema multicomponente de múltiples fases a una temperatura y presión determinadas está en equilibrio de fases cuando la función de Gibbs específica de cada componente es la misma para todas las fases.

Para un gas i que es ligeramente soluble en un líquido (como aire en agua), la fracción molar del gas en el líquido $y_{i,\text{lado líquido}}$ está relacionada con la presión parcial del gas $P_{i,\text{lado gas}}$, a través de la ley de Henry

$$y_{i,\text{lado líquido}} = \frac{P_{i,\text{lado gaseoso}}}{H}$$

donde H es la constante de Henry. Cuando un gas es altamente soluble en un líquido (como el amoniaco en agua), las fracciones molares de los componentes de una mezcla de dos fases en las fases líquida y gaseosa se expresan de forma aproximada por la ley de Raoult como

$$P_{i,\text{lado gaseoso}} = y_{i,\text{lado gaseoso}} P_{\text{total}} = y_{i,\text{lado líquido}} P_{i,\text{sat}}(T)$$

donde P_{total} es la presión total de la mezcla, $P_{i,\text{sat}}(T)$ es la presión de saturación de la especie i a la temperatura de la mezcla, y $y_{i,\text{lado líquido}}$ y $y_{i,\text{lado gaseoso}}$ son las fracciones molares de la especie i en las fases líquida y de vapor, respectivamente.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. R. M. Barrer, *Diffusion in and through Solids*, Nueva York, Macmillan, 1941.

2. I. Glassman, *Combustion*, Nueva York, Academic Press, 1977.

3. A. M. Kanury, *Introduction to Combustion Phenomena*, Nueva York, Gordon and Breach, 1975.

4. A. F. Mills, *Basic Heat and Mass Transfer*, Burr Ridge, Illinois, Richard D. Irwin, 1995.

5. J. M. Smith y H. C. Van Ness, *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics*, 3a. ed., Nueva York, John Wiley and Sons, 1986.

PROBLEMAS*

K_p y la composición de equilibrio de los gases ideales

16-1C Escriba tres diferentes relaciones de K_P para mezclas reactantes de gases ideales y diga cuándo se debe usar cada relación.

16-2C Una cámara de reacción contiene una mezcla de CO_2, CO y O_2 en equilibrio a una temperatura y a una presión especificadas. ¿Cómo afectará al número de moles de CO_2 *a*) el aumento de la temperatura a presión constante y *b*) el aumento de la presión a temperatura constante?

16-3C Una cámara de reacción contiene una mezcla de N_2 y N en equilibrio a una temperatura y una presión especificadas. ¿Cómo afectará al número de moles de N_2 *a*) el aumento de la temperatura a presión constante y *b*) ¿incrementar la presión a temperatura constante afectará el número de moles de N_2?

16-4C Una cámara de reacción contiene una mezcla de CO_2, CO y O_2 en equilibrio a una temperatura y una presión especificadas. Ahora se agrega algo de N_2 a la mezcla mientras la temperatura y la presión se mantienen constantes. ¿Afectará esto el número de moles de O_2? ¿Cómo?

16-5C ¿Qué elemento tiene más probabilidades de disociarse a su forma monoatómica a 3 000 K, el H_2 o el N_2? ¿Por qué?

16-6C La constante de equilibrio para la reacción $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ a 1 atm y 1 200 K es K_P. Use esta información para determinar la constante de equilibrio para las siguientes reacciones:

a) a 1 atm $\quad H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$
b) a 7 atm $\quad H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$
c) a 1 atm $\quad 3H_2O \rightleftharpoons 3H_2 + \frac{3}{2}O_2$
d) a 12 atm $\quad 3H_2O \rightleftharpoons 3H_2 + \frac{3}{2}O_2$

16-7C La constante de equilibrio de una reacción de disociación $H_2 \rightarrow 2H$ a 3 000 K y 1 atm es K_{P_1}. Exprese las constantes de equilibrio de las reacciones siguientes a 3 000 K en términos de K_{P_1}:

a) $H_2 \rightleftharpoons 2H$ a 2 atm
b) $2H \rightleftharpoons H_2$ a 1 atm
c) $2H_2 \rightleftharpoons 4H$ a 1 atm
d) $H_2 + 2N_2 \rightleftharpoons 2H + 2N_2$ a 2 atm
e) $6H \rightleftharpoons 3H_2$ a 4 atm

16-8C La constante de equilibrio de la reacción $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2$ a 1 000 K y 1 atm es K_{P_1}. Exprese la constante de equilibrio de las siguientes reacciones a 1 000 K en términos de K_{P_1}:

a) $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$ a 3 atm
b) $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$ a 1 atm
c) $CO + O_2 \rightleftharpoons CO_2 + \frac{1}{2}O_2$ a 1 atm
d) $CO + 2O_2 + 5N_2 \rightleftharpoons CO_2 + 1.5O_2 + 5N_2$ a 4 atm
e) $2CO + O_2 \rightleftharpoons 2CO_2$ a 1 atm

16-9C Considere una mezcla de CO_2, CO y O_2 en equilibrio a una presión y temperatura específicas. Después, la presión se duplica.

a) ¿La constante de equilibrio K_P cambia?
b) ¿El número de moles de CO_2, CO y O_2 cambia? ¿Cómo?

16-10 Una mezcla de gases ideales está constituida por 30 por ciento de N_2, 30 por ciento de O_2 y 40 por ciento de H_2O por fracciones molares. Determine la función de Gibbs del N_2 cuando la presión de la mezcla es 5 atm y su temperatura es de 600 K.

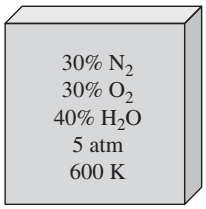


Figura P16-10

16-11 ¿A qué temperatura estará el nitrógeno disociado en 0.2 por ciento a *a*) 1 kPa y *b*) 10 kPa?
Respuestas: a) 3 628 K, *b*) 3 909 K

16-12 Determine la temperatura a la que 5 por ciento de oxígeno diatómico (O_2) se disocia en oxígeno monoatómico (O) a una presión de 3 atm. *Respuesta:* 3 133 K

16-13 Repita el problema 16-12 para una presión de 6 atm.

16-14 Utilizando los datos de la función de Gibbs, determine la constante de equilibrio K_P para la reacción $H_2O \rightleftharpoons \frac{1}{2}H_2 + OH$ a 25 °C. Compare su resultado con el valor de K_P listado en la tabla A-28.

16-15 Use la función de Gibbs para determinar la constante de equilibrio de la reacción $H_2O \rightleftharpoons H_2 + \frac{1}{2}O_2$ *a*) a 1 000 K y *b*) a 2 000 K. ¿Cómo se comparan éstas con las constantes de equilibrio de la tabla A-28?

16-16 El dióxido de carbono se produce comúnmente por la reacción $C + O_2 \rightleftharpoons CO_2$. Determine el rendimiento de dióxido de carbono (en fracción molar) cuando la reacción tiene lugar en un reactor que se mantiene a 1 atm y 3 800 K. El logaritmo natural de la constante de equilibrio para la reacción $C + O_2 \rightleftharpoons CO_2$ a 3 800 K es –0.461. *Respuesta:* 0.122

16-17 Una mezcla gaseosa de 30 por ciento (por fracción molar) de metano y 70 por ciento de nitrógeno se calienta a 1 200 K manteniendo su presión a 1 atm. Determine la composición de equilibrio (por fracción molar) de la mezcla resultante. El logaritmo natural de la constante de equilibrio para la reacción $C + 2H_2 \rightleftharpoons CH_4$ a 1 200 K es 4.147.
Respuestas: 0.000415 (CH_4), 0.187 (C), 0.375 (H_2), 0.438 (CO_2)

---

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono ☯ son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

16-18 Determine la composición de los productos de la reacción de disociación $CO_2 \rightleftharpoons CO + O$ cuando los productos están a 1 atm y 2 500 K. *Nota*: Primero evalúe la K_p de esta reacción usando valores K_P de las reacciones $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$ y $0.5O_2 \rightleftharpoons O$.

16-19 La reacción $N_2 + O_2 \rightleftharpoons 2NO$ ocurre en los motores de combustión interna. Determine la fracción molar de equilibrio del NO cuando la presión es de 101 kPa y la temperatura es de 1 800 K.

16-20E Usando los datos de la función de Gibbs, determine la constante de equilibrio K_P para la reacción $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ *a*) a 537 R y *b*) a 3 240 R. Compare sus resultados con los valores de K_P listados en la tabla A-28.
Respuestas: a) 1.12×10^{40}, *b*) 1.90×10^{4}

16-21 Determine la constante de equilibrio K_P para el proceso $CO + \frac{1}{2}O_2 = CO_2$ *a*) a 298 K y *b*) a 2 000 K. Compare sus resultados con los valores de K_P listados en la tabla A-28.

16-22 Estudie el efecto de variar el porcentaje de exceso de aire durante la combustión de hidrógeno en un proceso de flujo estacionario a una presión de 1 atm. ¿A qué temperatura se quemará a agua 97 por ciento del H_2? Suponga que la mezcla de equilibrio consiste en H_2O, H_2, O_2 y N_2.

16-23 Determine la constante de equilibrio K_P para la reacción $CH_4 + 2O_2 \rightleftharpoons CO_2 + 2H_2O$ a 25 °C.
Respuesta: 1.96×10^{140}

16-24 Usando los datos de la función de Gibbs, determine la constante de equilibrio K_P para el proceso de disociación $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$ *a*) a 298 K y *b*) a 1 800 K. Compare sus resultados con los valores K_P listados en la tabla A-28.

16-25 Se quema monóxido de carbono con 100 por ciento de exceso de aire durante un proceso de flujo estacionario a una presión de 1 atm. ¿A qué temperatura se quemará CO_2 97 por ciento del CO? Suponga que la mezcla de equilibrio consiste en CO_2, CO, O_2 y N_2.
Respuesta: 2 276 K

16-26 Reconsidere el problema 16-25. Usando el software EES (u otro), estudie el efecto de variar el porcentaje de exceso de aire durante el proceso de flujo estacionario, de 0 a 200 por ciento, sobre la temperatura a la cual 97 por ciento de CO se quema CO_2. Grafique la temperatura contra el porcentaje de exceso de aire, y explique los resultados.

16-27E Repita el problema 16-25 usando los datos en unidades inglesas.

16-28 Se calienta a 2 000 K aire (79 por ciento de N_2 y 21 por ciento de O_2), a una presión constante de 2 atm. Suponiendo que la mezcla de equilibrio consiste en N_2, O_2 y NO, determine la composición de equilibrio en este estado. ¿Es realista suponer que no estará presente oxígeno monoatómico ni nitrógeno monoatómico en la mezcla de equilibrio? ¿Cambiará la composición de equilibrio si la presión se duplica a temperatura constante?

16-29 Se calienta a 3 800 K hidrógeno (H_2) a una presión constante de 5 atm. Determine el porcentaje de H_2 que se disociará a H durante este proceso. *Respuesta:* 24.0 por ciento

16-30 Dióxido de carbono (CO_2) se calienta a 2 400 K a una presión constante de 3 atm. Determine el porcentaje de CO_2 que se disociará en CO y O_2 durante este proceso.

16-31 Una mezcla de 1 mol de CO y 3 moles de O_2 se calienta a 2 200 K a una presión de 2 atm. Determine la composición de equilibrio, suponiendo que la mezcla consiste en CO_2, CO y O_2. *Respuestas:* $0.995CO_2$, 0.005CO, $2.5025O_2$

16-32 Una mezcla de 3 moles de N_2, 1 mol de O_2 y 0.1 mol de Ar se calienta a 2 400 K a una presión constante de 10 atm. Suponiendo que la mezcla de equilibrio consiste en N_2, O_2, Ar y NO, determine la composición de equilibrio.
Respuestas: 0.0823 de NO, 2.9589 de N_2, 0.9589 de O_2, 0.1 de Ar

16-33 Determine la fracción molar de sodio que se ioniza de acuerdo con la reacción $Na \rightleftharpoons Na^+ + e^-$ a 2 000 K y 0.8 atm ($K_P = 0.668$ para esta reacción).
Respuesta: 67.5 por ciento

16-34E Se suministra en una cámara de combustión de flujo estable gas CO a 560 R y 16 psia a razón de 12.5 pies^3/min y oxígeno O_2 a 537 R y 16 psia a razón de 0.7 lbm/min. Los productos de la combustión salen de la cámara de combustión a 3 600 R y 16 psia. Si los gases de combustión consisten en CO_2, CO y O_2, determine *a*) la composición de equilibrio de los gases producto y *b*) la razón de transferencia de calor de la cámara de combustión.

16-35 Entra propano líquido (C_3H_8) a una cámara de combustión a 25 °C, a razón de 1.2 kg/min. En la cámara se mezcla y se quema con 150 por ciento de exceso de aire que entra a la cámara de combustión a 12 °C. Si los gases de combustión consisten en CO_2, H_2O, CO, O_2 y N_2 y salen a 1 200 K y 2 atm, determine *a*) la composición de equilibrio de los gases productos de combustión y *b*) la tasa de transferencia de calor de la cámara de combustión. ¿Es realista despreciar la presencia del NO en los gases de combustión? *Respuestas: a*) 3 de CO_2, 7.5 de O_2, 4 de H_2O, 47 de N_2, *b*) 5 066 kJ/min

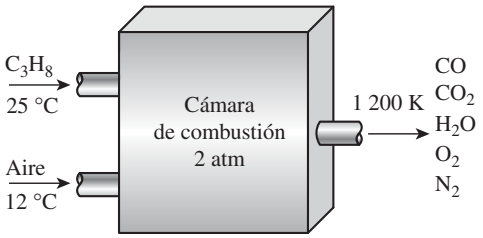


Figura P16-35

16-36 Reconsidere el problema 16-35. Usando el software EES (u otro), investigue si es realista despreciar la presencia de NO en los gases de combustión.

16-37 Se calienta oxígeno (O_2) en un proceso de flujo estacionario, a 1 atm, de 298 a 3 000 K, a razón de 0.5 kg/min.

Determine la tasa de suministro de calor que se necesita durante este proceso, suponiendo que *a*) se disocia a O algo de O_2 y *b*) no hay disociación.

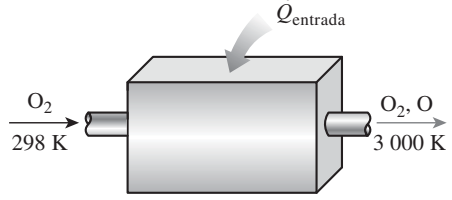


Figura P16-37

16-38 Estime K_P para la siguiente reacción de equilibrio a 2 500 K:

$$CO + H_2O = CO_2 + H_2$$

A 2 000 K se sabe que la entalpía de la reacción es de −26 176 kJ/kmol y K_P es de 0.2209. Compare su resultado con el valor obtenido al usar la definición de constante de equilibrio.

16-39 Un recipiente de volumen constante contiene una mezcla de 1 kmol de H_2 y 1 kmol de O_2 a 25 °C y 1 atm. El contenido se enciende. Determine la presión y la temperatura finales en el recipiente cuando los gases de combustión son H_2O, H_2 y O_2.

16-40 Demuestre que, en la medida en que la variable de progreso de la reacción, α, para la reacción de disociación $X_2 \rightleftharpoons 2X$ es menor que 1, α está dada por

$$\alpha = \sqrt{\frac{K_P}{4 + K_P}}$$

Reacciones simultáneas

16-41C ¿Cuál es el criterio de equilibrio para sistemas que incluyen dos o más reacciones químicas simultáneas?

16-42C Al determinar la composición de equilibrio de una mezcla que incluye reacciones simultáneas, ¿cómo determinaría usted el número de relaciones de K_P que se necesitan?

16-43 Un mol de H_2O se calienta a 3 400 K a una presión de 1 atm. Determine la composición de equilibrio, suponiendo que sólo están presentes H_2O, OH, O_2 y H_2. *Respuestas:* 0.574 de H_2O, 0.308 de H_2, 0.095 de O_2, 0.236O de H

16-44 Una mezcla de 2 mol de CO_2 y 1 mol de O_2 se calienta a 3 200 K a una presión de 2 atm. Determine la composición de equilibrio de la mezcla suponiendo que sólo están presentes CO_2, CO, O_2 y O.

16-45 Se calienta aire (21 por ciento de O_2, 79 por ciento de N_2) a 3 000 K a una presión de 2 atm. Determine la composición de equilibrio, suponiendo que sólo están presentes O_2, N_2, O y NO. ¿Es realista suponer que no estará presente nada de N en la mezcla final de equilibrio?

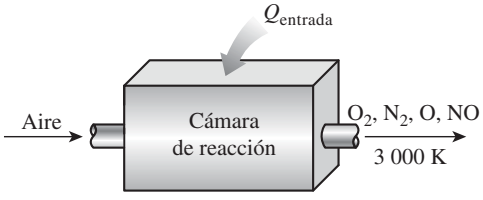


Figura P16-45

16-46E Se calienta aire (21 por ciento de O_2, 79 por ciento de N_2) a 5 400 R a una presión de 1 atm. Determine la composición de equilibrio suponiendo que sólo están presentes O_2, N_2, O y NO. ¿Es realista suponer que no estará presente nada de N en la mezcla final de equilibrio?

16-47E Reconsidere el problema 16-46E. Use el software EES (u otro) para obtener la solución del equilibrio. Compare su técnica de resolución con la que se usó en el problema 16-46E.

16-48 Se calienta vapor de agua (H_2O) durante un proceso de flujo estacionario a 1 atm, de 298 a 3 000 K, a razón de 0.2 kg/min. Determine la tasa de suministro de calor necesaria durante este proceso, suponiendo que *a*) algo del H_2O se disocia en H_2, O_2 y OH, y *b*) no ocurre ninguna disociación.
Respuestas: a) 2 056 kJ/min, *b*) 1 404 kJ/min

16-49 Reconsidere el problema 16-48 y con ayuda del software EES (u otro), estudie el efecto de la presión sobre la razón de calor suministrado para los dos casos. Permita que la presión varíe de 1 a 10 atm. Para cada uno de los dos casos, grafique la razón de calor suministrado en función de la presión.

16-50 Se quema alcohol etílico ($C_2H_5OH(g)$) a 25 °C en una cámara de combustión adiabática de flujo estacionario con 40 por ciento de exceso de aire que también entra a 25 °C. Determine la temperatura de flama adiabática de los productos a 1 atm, suponiendo que las reacciones significativas de equilibrio son $CO_2 = CO + \frac{1}{2}O_2$ y $\frac{1}{2}N_2 + \frac{1}{2}O_2 = NO$. Grafique la temperatura de flama adiabática y los kmoles de CO_2, CO y NO en equilibrio para valores de porcentaje de exceso de aire entre 10 y 100 por ciento.

Variaciones de K_P con la temperatura

16-51C ¿Cuál es la importancia de la ecuación de Van't Hoff?

16-52C ¿Un combustible se quemará más completamente a 2 000 o a 2 500 K?

16-53 Estime la entalpía de reacción $\bar{h}_R$ para el proceso de disociación $O_2 \rightleftharpoons 2O$ a 3 100 K, usando *a*) datos de entalpía y *b*) datos de K_P.
Respuestas: a) 513 614 kJ/kmol, *b*) 512 808 kJ/kmol

16-54 Estime la entalpía de reacción $\bar{h}_R$ para el proceso de combustión de monóxido de carbono a 1 800 K, usando *a*) datos de entalpía y *b*) datos de K_P.

16-55E Estime la entalpía de reacción $\bar{h}_R$ para el proceso de combustión de monóxido de carbono a 3 960 R, usando *a*) datos de entalpía y *b*) datos de K_P.
Respuestas: a) −119 030 Btu/lbmol, *b*) −119 041 Btu/lbmol

16-56 Usando los datos de entalpía de reacción $\bar{h}_R$ y el valor de K_P a 2 400 K, estime el valor de K_P del proceso de combustión $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ a 2 600 K. *Respuesta:* 104.1

16-57 Estime la entalpía de reacción $\bar{h}_R$ para el proceso de disociación $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$ a 2 200 K, usando *a*) datos de entalpía y *b*) datos de K_P.

16-58 Estime la entalpía de reacción para la reacción de equilibrio $CH_4 + 2O_2 \rightleftharpoons CO_2 + 2H_2O$ a 2 500 K, utilizando *a*) los datos de entalpía y *b*) los datos de K_P. Obtenga las propiedades de la entropía y entalpía del EES.

Equilibrio de fases

16-59C Considere un depósito que contiene una mezcla de vapor y líquido saturados de agua en equilibrio. Ahora se deja escapar a una parte de vapor del depósito a presión y temperatura constantes. ¿Perturbará esto el equilibrio de fases y ocasionará que se evapore algo del líquido?

16-60C Considere una mezcla de dos fases de amoniaco y agua en equilibrio. ¿Puede existir esta mezcla en dos fases a la misma temperatura pero a diferente presión?

16-61C Usando los datos de solubilidad de un sólido en un líquido especificado, explique cómo determinaría la fracción molar del sólido en el líquido en la interfase a una temperatura especificada.

16-62C Usando datos de solubilidad de un gas en un sólido, explique cómo determinaría la concentración molar del gas en el sólido en la interfase sólido-gas a una temperatura especificada.

16-63C Usando los datos de la constante de Henry para un gas disuelto en un líquido, explique cómo determinaría la fracción molar del gas disuelto en el líquido en la interfase a una temperatura especificada.

16-64E Se sopla aire a 70 °F y 100 psia a través de un medio poroso que está saturado con agua líquida a 70 °F. Determine la presión parcial máxima del agua evaporada al aire al salir éste del medio poroso.

16-65E Se rocía agua en el aire a 80 °F y 14-3 psia, y las gotas de agua que caen se recolectan en un recipiente en el suelo. Determine las fracciones molares y másicas de aire disuelto en el agua.

16-66 Demuestre que una mezcla de líquido y vapor saturados de refrigerante 134a a −10 °C satisface el criterio para equilibrio de fases.

16-67 Demuestre que una mezcla de agua líquida saturada y vapor saturado de agua a 300 kPa satisface el criterio para equilibrio de fases.

16-68 Una mezcla líquido-vapor de refrigerante 134a está a 280 kPa con una calidad de 70 por ciento. Determine el valor de la función de Gibbs, en kJ/kg, cuando las dos fases están en equilibrio.

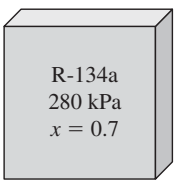


Figura P16-68

16-69E Calcule el valor de la función de Gibbs para vapor saturado a 500 °F como líquido saturado, vapor saturado y una mezcla de líquido y vapor con una calidad de 40 por ciento. Demuestre que existe el equilibrio de fases.

16-70 Una mezcla de amoniaco y agua está a 10 °C. Determine la presión del vapor de amoniaco cuando la fracción molar del amoniaco en el líquido es *a*) 20 por ciento y *b*) 80 por ciento. La presión de saturación del amoniaco a 10 °C es de 615.3 kPa.

16-71 Usando el diagrama de equilibrio líquido-vapor de una mezcla de oxígeno y nitrógeno, determine la composición de cada fase a 84 K y 100 kPa.

16-72 Usando el diagrama de equilibrio líquido-vapor de una mezcla de oxígeno y nitrógeno a 100 kPa, determine la temperatura a la que la composición de la fase de vapor es 79 por ciento de N_2 y 21 por ciento de O_2. *Respuesta:* 82 K

16-73 Una mezcla oxígeno-nitrógeno consiste en 30 kg de oxígeno y 40 kg de nitrógeno. Esta mezcla se enfría a 84 K a una presión de 0.1 MPa. Determine la masa del oxígeno en el líquido y la fase gaseosa. *Respuestas:* 8.28 kg, 21.7 kg

16-74 ¿Cuál es la masa total de la fase líquida del problema. 16-73? *Respuesta:* 11.4 kg

16-75 Una pared de caucho natural separa gases O_2 y N_2 a 25 °C y 500 kPa. Determine las concentraciones molares de O_2 y N_2 en la pared.

16-76 Considere una placa de hule que está en contacto con gas nitrógeno a 298 K y 250 kPa. Determine la densidad molar y másica del nitrógeno en el hule en el punto de contacto.

16-77 En sistemas de refrigeración por absorción, suele utilizarse una mezcla de dos fases en equilibrio de amoniaco líquido (NH_3) y agua (H_2O). Considere una mezcla de líquido y vapor de amoniaco y agua en equilibrio a 30 °C. Si la composición de la fase líquida es 60 por ciento de NH_3 y 40 por ciento de H_2O por números de moles, determine la composición de la fase de vapor de esta mezcla. La presión de saturación del NH_3 a 30 °C es de 1 167.4 kPa.

16-78 Una unidad de refrigeración por absorción de amoniaco en agua opera su absorbedor a 0 °C y su generador a 46 °C. La mezcla de vapor en el generador y en el absorbedor

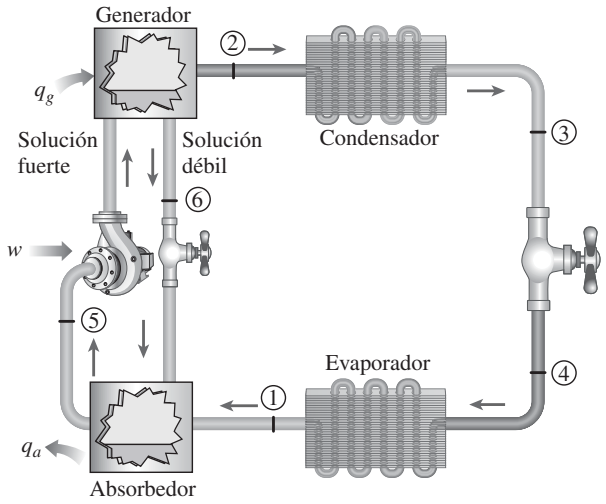


Figura P16-78

debe tener una fracción molar de amoniaco de 96 por ciento. Suponiendo comportamiento ideal, determine la presión de operación en *a*) el generador y *b*) el absorbedor. También determine la fracción molar del amoniaco en *c*) la mezcla líquida fuerte que se bombea del absorbedor y *d*) la mezcla líquida débil que se drena del generador. La presión de saturación del amoniaco a 0 °C es de 430.6 kPa, y a 46 °C es de 1 830.2 kPa. *Respuestas: a*) 223 kPa, *b*) 14.8 kPa, *c*) 0.033, *d*) 0.117

16-79 Vuelva a resolver el problema 16-78 cuando la temperatura en el absorbedor aumenta a 6 °C y la temperatura en el generador se reduce a 40 °C. La presión de saturación del amoniaco a 6 °C es de 534.8 kPa y a 40 °C es de 1 556.7 kPa.

16-80 Los productos espumosos como la crema de afeitar se hacen con mezclas líquidas cuyos ingredientes son principalmente agua y un refrigerante como el refrigerante 134a. Considere una mezcla líquida de agua y refrigerante 134a con una fracción másica de agua de 90 por ciento que está a 20 °C. ¿Cuál es la fracción molar del vapor de agua y vapor de refrigerante 134a en el gas que llena las burbujas que forman la espuma? *Respuestas:* 0.173 (H_2O), 0.827 (R-134a)

16-81 Considere un vaso con agua en un cuarto a 27 °C y 97 kPa. Si la humedad relativa en el cuarto es de 100 por ciento y el agua y el aire están en equilibrio térmico y de fases, determine *a*) la fracción molar de vapor de agua en el aire y *b*) la fracción molar de aire en el agua.

16-82 Considere un refresco carbonatado en una botella a 27 °C y 115 kPa. Suponiendo que el espacio gaseoso arriba del líquido consiste en una mezcla saturada de CO_2 y vapor de agua, y considerando el refresco como agua, determine *a*) la fracción molar de vapor de agua en el gas CO_2 y *b*) la masa de CO_2 disuelto en un refresco de 300 mL.

Problemas de repaso

16-83 Determine la fracción molar del argón que ioniza de acuerdo con la reacción $Ar \rightleftharpoons Ar^+ + e^-$ a 10 000 K y 0.35 atm ($K_P = 0.00042$ para esta reacción.

16-84 Usando los datos de la función de Gibbs, determine la constante de equilibrio K_P para el proceso de disociación $O_2 \rightleftharpoons 2O$ a 2 000 K. Compare su resultado con el valor de K_P listado en la tabla A-28. *Respuesta:* 4.4×10^{-7}

16-85 Determine la constante de equilibrio para la reacción $CH_4 + 2O_2 \rightleftharpoons CO_2 + 2H_2O$ cuando la reacción ocurre a 100 kPa y 2 000 K. Los logaritmos naturales de la constante de equilibrio para las reacciones $C + 2H_2 \rightleftharpoons CH_4$ y $C + O_2 \rightleftharpoons CO_2$ a 2 000 K son 7.847 y 23.839, respectivamente.

16-86 Considere un vaso con agua en un recinto a 25 °C y 100 kPa. Si la humedad relativa en el recinto es de 70 por ciento y el agua y aire están en equilibrio térmico, determine *a*) la fracción molar del vapor de agua en el aire del recinto, *b*) la fracción molar del vapor de agua en el aire adyacente a la superficie de agua y *c*) la fracción molar del aire en el agua cerca de la superficie.

16-87 Repita el problema 16-86 para una humedad relativa de 25 por ciento.

16-88 Se quema gas metano (CH_4) a 25° C con la cantidad estequiométrica de aire durante un proceso de combustión adiabática de flujo estacionario a 1 atm. Suponiendo que los gases de combustión consisten en CO_2, H_2O, CO, N_2 y O_2, determine *a*) la composición de equilibrio de los gases productos de combustión y *b*) la temperatura de salida.

16-89 Reconsidere el problema 16-88. Usando el software EES (u otro), estudie el efecto del exceso de aire en la composición de equilibrio y la temperatura de salida variando el porcentaje de exceso de aire de 0 a 200 por ciento. Grafique la temperatura de salida contra el porcentaje de exceso de aire, y explique los resultados.

16-90 Considere la reacción $CH_4 + 2O_2 \rightleftharpoons CO_2 + 2H_2O$ cuando la reacción ocurre a 450 kPa y 3 000 K. Determine la presión parcial de equilibrio del dióxido de carbono. Los logaritmos naturales de las constantes de equilibrio de las reacciones $C + 2H_2 \rightleftharpoons CH_4$ y $C + O_2 \rightleftharpoons CO_2$ a 3 000 K son 9.685 y 15.869, respectivamente. *Respuesta:* 148 kPa

16-91 Diez kmol de gas metano se calientan de 1 atm y 298 K a 1 atm y 1 000 K. Calcule la cantidad total de transferencia de calor necesaria cuando *a*) se desprecia la disociación y *b*) cuando se considera la disociación. El logaritmo natural de la constante de equilibrio para la reacción $C + 2H_2 \rightleftharpoons CH_4$ a 1 000 K es de 2.328. Para la solución del inciso *a*), use coeficientes empíricos de la tabla A-2*c*. Para la solución del inciso *b*), use calores específicos constantes y tome los calores específicos a volumen constante del metano, el hidrógeno y el carbono a 1 000 K como 63.3, 21.7 y 0.711 kJ/kmol · K, respectivamente. El calor específico a volumen constante del metano a 298 K es 27.8 kJ/kmol · K.

16-92 Se quema carbono sólido a 25 °C con una cantidad estequiométrica de aire que está a una presión de 1 atm y 25° C. Determine el número de moles de CO_2 que se forman por kmol de carbono cuando sólo están presentes en los productos CO_2, CO, O_2 y N_2 y los productos están a 1 atm y 727 °C.

16-93 Determine la cantidad de calor liberada por kilogramo de carbono por la combustión del problema 16-92. *Respuesta:* 23 285 kJ/kg carbono

16-94 Se quema gas metano con 30 por ciento de exceso de aire. Este combustible entra a un quemador de flujo estacionario a 101 kPa y 25 °C, y se mezcla con el aire. Los productos de combustión salen de este quemador a 101 kPa y 1 600 K. Determine la composición de equilibrio de los productos de combustión, y la cantidad de calor liberada por esta combustión, en kJ/kmol metano.

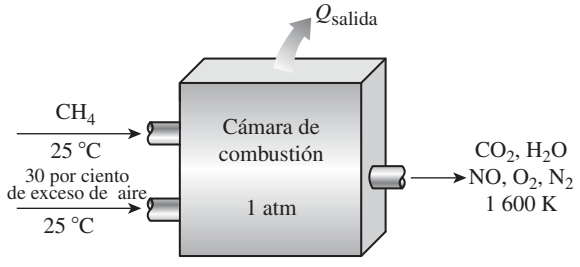


Figura P16-94

16-95E Se quema octano gaseoso con 40 por ciento de exceso de aire en un motor de automóvil. Durante la combustión, la presión es de 600 psia y la temperatura llega a 3 600 R. Determine la composición de equilibrio de los productos de combustión.

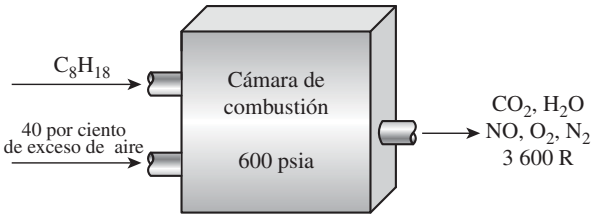


Figura P16-95E

16-96 Gas propano se quema de manera estable a 1 atm de presión con un exceso de oxígeno de 10 por ciento suministrado por el aire atmosférico. Los reactivos ingresan al quemador a un flujo constante y a 25 °C. Determine la temperatura final de los productos si la combustión se realiza sin transferencia de calor, y la composición de equilibrio.
Respuestas: 3(CO_2) 4(H_2O), 0.470 (O_2), 0.0611(NO), 20.7 (N_2), 2 034 °C

16-97 Un tanque con volumen constante contiene una mezcla de 1 mol de H_2 y 0.5 mol de O_2 a 25 °C y 1 atm. Los contenidos del tanque se queman y la temperatura y la presión final del tanque son de 2 800 K y 5 atm, respectivamente. Si los gases de combustión consisten en H_2O, H_2 y O_2, determine *a*) la composición de equilibrio de los gases producto y *b*) la cantidad de transferencia de calor de la cámara de combustión. ¿Es realista suponer que no habrá OH en la mezcla de equilibrio? *Respuestas: a*) 0.944 H_2O, 0.056 H_2, 0.028 O_2 *b*) 132 574 J/mol H_2

16-98 Una mezcla de 2 moles de H_2O y 3 moles de O_2 se calienta a 3 600 K a una presión de 8 atm. Determine la composición de equilibrio de la mezcla, suponiendo que sólo están presentes H_2O, OH, O_2 y H_2.

16-99 Una mezcla de 3 moles de CO_2 y 3 moles de O_2 se calienta a 3 400 K a una presión de 2 atm. Determine la composición de equilibrio de la mezcla, suponiendo que sólo están presentes CO_2, CO, O_2 y O. *Respuestas:* 1.313 de CO_2, 1.687 de CO, 3.187 de O_2 y 1.314 de O

16-100 Reconsidere el problema 16-99. Usando el software EES (u otro), estudie el efecto de la presión en la composición de equilibrio variando la presión de 1 atm a 10 atm. Grafique la cantidad de CO presente en el equilibrio como función de la presión.

16-101 Estime la entalpía de reacción $\bar{h}_R$ para el proceso de combustión de hidrógeno a 2 400 K, usando *a*) datos de entalpía y *b*) datos de K_P.
Respuestas: a) −252 377 kJ/kmol, *b*) −252 047 kJ/kmol

16-102 Reconsidere el problema 16-101. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la temperatura en la entalpía de reacción usando ambos métodos variando la temperatura de 2 000 a 3 000 K.

16-103 Usando los datos de la entalpía de reacción $\bar{h}_R$ y el valor de K_P a 2 200 K, estime el valor de K_P del proceso de disociación $O_2 \rightleftharpoons 2O$ a 2 400 K.

16-104 Un refresco carbonatado está totalmente cargado con gas CO_2 a 17 °C y 600 kPa, de manera que toda la masa de refresco está en equilibrio termodinámico con la mezcla de CO_2 y vapor de agua. Ahora considere una botella de soda de 2 L. Si el gas CO_2 en esa botella se fuera a liberar y a almacenar en un contenedor a 20 °C y 100 kPa, determine el volumen del contenedor.

16-105 Tabule el logaritmo natural de la constante de equilibrio en función de un rango de temperaturas entre 298 a 3 000 K para la reacción de equilibrio $CO + H_2O = CO_2 + H_2$. Compare sus resultados con los obtenidos combinando los valores ln K_P para las dos reacciones de equilibrio $CO_2 = CO + \frac{1}{2}O_2$ y $H_2O = H_2 + \frac{1}{2}O_2$ dadas en la tabla A-28.

16-106 Se quema alcohol etílico ($C_2H_5OH(g)$) a 25 °C en una cámara de combustión adiabática de flujo estacionario con 90 por ciento de exceso de aire que también entra a 25 °C. Determine la temperatura de flama adiabática de los productos a 1 atm, suponiendo que la única reacción significativa de equilibrio es $CO_2 = CO + \frac{1}{2}O_2$. Grafique la temperatura de flama adiabática al variar el porcentaje de exceso de aire de 10 a 100 por ciento.

16-107 Demuestre que, cuando las tres fases de una sustancia pura están en equilibrio, la función de Gibbs específica de cada fase es la misma.

16-108 Demuestre que, cuando dos fases de un sistema de dos componentes están en equilibrio, la función de Gibbs específica de cada fase de cada componente es la misma.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

16-109 Si la constante de equilibrio para la reacción $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ es K, la constante de equilibrio para la reacción $2H_2O \rightleftharpoons 2H_2 + O_2$ a la misma temperatura es

a) $1/K$ *b*) $1/(2K)$ *c*) $2K$ *d*) K^2 *e*) $1/K^2$

16-110 Si la constante de equilibrio para la reacción $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$ es K, la constante de equilibrio para la reacción $CO_2 + 3N_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2 + 3N_2$ a la misma temperatura es

a) $1/K$ *b*) $1/K + 3)$ *c*) $4K$ *d*) K *e*) $1/K^2$

16-111 La constante de equilibrio para la reacción $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ a 1 atm y 1 500 °C se da como K. De las reacciones que se dan en seguida, todas a 1 500 °C, la reacción que tiene una constante de equilibrio diferente es

a) $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ a 5 atm

b) $2H_2 + O_2 \rightleftharpoons 2H_2O$ a 1 atm

c) $H_2 + O_2 \rightleftharpoons H_2O + \frac{1}{2}O_2$ a 2 atm

d) $H_2 + \frac{1}{2}O_2 + 3N_2 \rightleftharpoons H_2O + 3N_2$ a 5 atm

e) $H_2 + \frac{1}{2}O_2 + 3N_2 \rightleftharpoons H_2O + 3N_2$ a 1 atm

16-112 De las reacciones que se dan en seguida, la reacción cuya composición de equilibrio a una temperatura especificada que no se afecta por la presión es

a) $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$

b) $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$

c) $N_2 + O_2 \rightleftharpoons 2NO$

d) $N_2 \rightleftharpoons 2N$

e) todas las anteriores

16-113 De las reacciones que se dan en seguida, la reacción cuyo número de moles de productos aumenta por la adición de gases inertes en la cámara de reacción a presión y temperatura constantes es

a) $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$

b) $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$

c) $N_2 + O_2 \rightleftharpoons 2NO$

d) $N_2 \rightleftharpoons 2N$

e) todo lo anterior

16-114 Se calienta aire húmedo a una temperatura muy alta. Si la composición de equilibrio consiste en H_2O, O_2, N_2, OH, H_2 y NO, el número de relaciones de constantes de equilibrio que se necesita para determinar la composición de equilibrio de la mezcla es

a) 1 *b*) 2 *c*) 3 *d*) 4 *e*) 5

16-115 Se quema propano C_3H_8 con aire, y los productos de combustión consisten en CO_2, CO, H_2O, O_2, N_2, OH, H_2 y NO. El número de relaciones de constantes de equilibrio que se necesitan para determinar la composición de equilibrio de la mezcla es

a) 1 *b*) 2 *c*) 3 *d*) 4 *e*) 5

16-116 Considere una mezcla de gases que consiste en tres componentes. El número de variables independientes que se necesitan especificar para fijar el estado de la mezcla es

a) 1 *b*) 2 *c*) 3 *d*) 4 *e*) 5

16-117 El valor de la constante de Henry para gas CO_2 disuelto en agua a 290 K es 12.8 MPa. Considere agua expuesta al aire atmosférico a 100 kPa que contiene 3 por ciento de CO_2 por volumen. Bajo condiciones de equilibrio de fases, la fracción molar del gas CO_2 disuelto en el agua a 290 K es

a) 2.3×10^{-4} *b*) 3.0×10^{-4} *c*) 0.80×10^{-4}
d) 2.2×10^{-4} *e*) 5.6×10^{-4}

16-118 La solubilidad del gas nitrógeno en caucho a 25 °C es 0.00156 kmol/m^3 · bar. Cuando se establece el equilibrio de fases, la densidad del nitrógeno en una pieza de caucho colocada en una cámara de gas nitrógeno a 300 kPa es

a) 0.005 kg/m^3 *b*) 0.018 kg/m^3 *c*) 0.047 kg/m^3
d) 0.13 kg/m^3 *e*) 0.28 kg/m^3

Problemas de diseño y ensayo

16-119 Un ingeniero sugirió que se usara la disociación de agua a alta temperatura para producir un combustible de hidrógeno. Se ha diseñado un reactor-separador que puede trabajar con temperaturas tan altas como 4 000 K y presiones hasta de 5 atm. El agua entra a este reactor-separador a 25 °C. El separador divide los diversos constituyentes de la mezcla en flujos separados, cuyas temperatura y presión corresponden a las del reactor-separador. Estos flujos se enfrían luego a 25 °C y se almacenan en tanques a presión atmosférica con la excepción de cualquier agua remanente, que se devuelve al reactor para repetir el proceso. El gas hidrógeno de estos tanques se quema luego con una cantidad estequiométrica de aire para dar calor para una planta de generación eléctrica. El parámetro que caracteriza este sistema es la relación del calor liberado al quemar el hidrógeno con respecto a la cantidad de calor que se utiliza para generar el gas hidrógeno. Seleccione la presión y la temperatura de operación para el reactor-separador que maximice esta relación. ¿Puede ser esta relación alguna vez mayor que la unidad?

16-120 Un artículo publicado en la *Reno Gazette-Journal* del 18 de mayo de 1922, cita a un inventor que dice que él ha convertido el agua en el combustible de un vehículo de motor en un descubrimiento que incrementaría la eficiencia del motor, ahorraría gasolina y reduciría el esmog. También hay una fotografía de un automóvil que el inventor ha modificado para que funcione con la mitad de agua y mitad de gasolina. El inven-

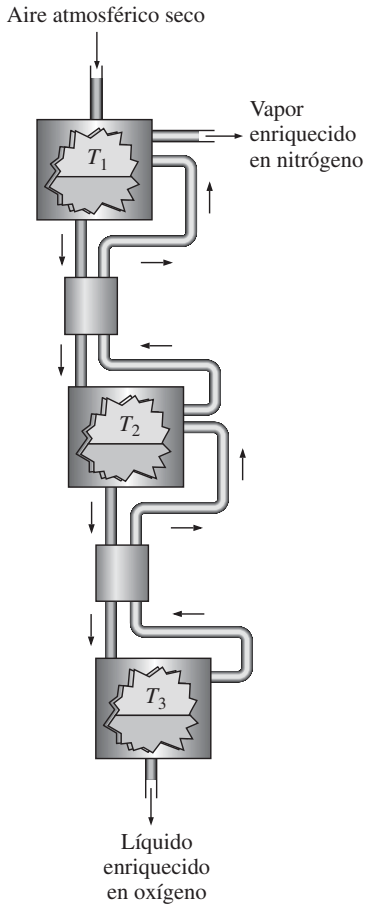


Figura P16-121

tor afirma que las chispas de los polos catalíticos en el motor convertido descomponen el agua en oxígeno e hidrógeno, que se queman con la gasolina. Agrega que el hidrógeno tiene una densidad energética superior que el carbono y que la alta densidad energética le permite tener más potencia. El inventor afirma que la eficiencia en el consumo de combustible de su automóvil aumentó de 20 mpg (millas por galón) a más de 50 mpg de gasolina a consecuencia de la conversión y observa que la conversión ha reducido de manera notable las emisiones de hidrocarburos, monóxido de carbono y otros contaminantes del escape.

Evalúe las afirmaciones del inventor y escriba un informe que entregará a un grupo de inversionistas que estén considerando financiar este invento.

16-121 Un medio para producir oxígeno líquido a partir del aire atmosférico es aprovechar las propiedades del equilibrio de fases de mezclas de oxígeno y nitrógeno. El sistema se ilustra en la figura P16-121. En este sistema de reactores en cascada, se enfría aire atmosférico seco en el primer reactor hasta que se forma líquido. De acuerdo con las propiedades de equilibrio de fases, este líquido será más rico en oxígeno que la fase de vapor. El vapor del primer reactor se desecha mientras que el líquido enriquecido en oxígeno sale del primer reactor y se calienta en un intercambiador de calor hasta que sea nuevamente vapor. La mezcla de vapores entra al segundo reactor, donde se enfría nuevamente hasta que se forma un líquido más enriquecido en oxígeno. El vapor del segundo reactor se conduce de regreso al primero, mientras el líquido se conduce a otro intercambiador de calor y otro reactor para repetir una vez más el proceso. El líquido que se forma en el tercer reactor es muy rico en oxígeno. Si los tres reactores se operan a una presión de 1 atm, seleccione las tres temperaturas que producen la máxima cantidad de oxígeno con pureza de 99 por ciento.

16-122 Los automóviles son los principales emisores de contaminantes aéreos como NO_x, CO e hidrocarburos HC. Averigüe los límites legales de estos contaminantes en su área y estime la cantidad total de cada contaminante, en kg, que se producirían en su ciudad si todos los automóviles emitieran contaminantes al límite legal. Mencione sus suposiciones.

CAPÍTULO

17

Flujo compresible

En la mayor parte del libro se ha limitado el estudio de flujos a aquellos en los que las variaciones de densidad y, por lo tanto, los efectos de compresibilidad son insignificantes. En este capítulo se supera esta limitación y se examinan flujos que involucran cambios significativos en su densidad. A dichos flujos se les denomina *flujos compresibles* y se encuentran a menudo en dispositivos que utilizan flujos de gases a velocidades muy grandes. El flujo compresible combina la dinámica de fluidos y la termodinámica en el sentido de que ambos son necesarios para el desarrollo de los antecedentes teóricos que se requieren. En este capítulo se desarrollan las relaciones generales asociadas con los flujos compresibles unidimensionales para un gas ideal con calores específicos constantes.

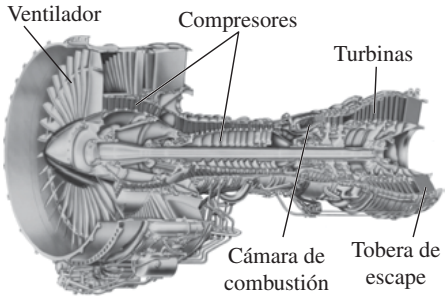
El capítulo comienza con una presentación de los conceptos de *estado de estancamiento, velocidad del sonido* y *número de Mach* de los flujos compresibles. Se desarrollan las relaciones entre las propiedades estáticas y de estancamiento de los fluidos para flujos isentrópicos de gases ideales y se expresan como funciones de la razón de calores específicos y del número de Mach. Asimismo, se estudian los efectos de los cambios de área en los flujos unidimensionales isentrópicos subsónicos y supersónicos. Estos efectos se ilustran considerando el flujo isentrópico que pasa a través de toberas *convergentes* y *convergentes-divergentes*. También se analizan los conceptos de las *ondas de choque* y de la variación de las propiedades del flujo en choques normales y oblicuos. Por último, se consideran los efectos de la transferencia de calor en los flujos compresibles, y se examinan las toberas de vapor de agua.

OBJETIVOS

En el capítulo 17, los objetivos son:

- Desarrollar las relaciones generales de los flujos compresibles que se presentan cuando los gases fluyen a velocidades elevadas.
- Presentar los conceptos de *estado de estancamiento, velocidad del sonido* y *número de Mach* de un fluido compresible.
- Desarrollar las relaciones entre las propiedades estáticas y de estancamiento de los fluidos para flujos isentrópicos de gases ideales.
- Deducir las relaciones entre las propiedades estáticas y de estancamiento de los fluidos en función de la razón de calores específicos y del número de Mach.
- Deducir los efectos de los cambios de área en los flujos isentrópicos unidimensionales, subsónicos y supersónicos.
- Resolver problemas de flujo isentrópico que pasa por toberas convergentes y convergentes-divergentes.
- Analizar la onda de choque y la variación de las propiedades del flujo en la onda de choque.
- Desarrollar el concepto de flujo en ducto con transferencia de calor y de fricción insignificante, conocido como *flujo de Rayleigh.*
- Analizar la operación de las toberas aceleradoras de vapor de agua utilizadas comúnmente en las turbinas de vapor.

a)



b)

Figura 17-1

Los motores de aviones involucran altas velocidades y, por lo tanto, el término de energía cinética debe siempre considerarse en su análisis.

a) © *Royalty-Free/Corbis; b*) *Reproducido con permiso de United Technologies Corporation, Pratt & Whitney.*

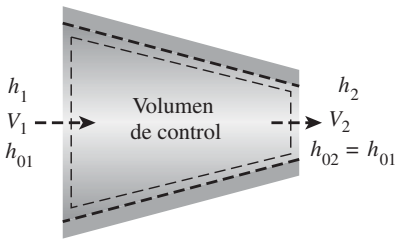


Figura 17-2

Flujo estacionario de un fluido a través de un ducto adiabático.

17-1 ▪ Propiedades de estancamiento

Cuando se analizan volúmenes de control, se ha determinado que resulta muy conveniente combinar la *energía interna* y la *energía de flujo* de un fluido en un solo término, la *entalpía*, que se define por unidad de masa como $h = u + P/\rho$. Siempre que las energías cinética y potencial del fluido sean insignificantes, como sucede a menudo, la entalpía representa la *energía total* de un fluido. Para flujos a altas velocidades, como los de los motores de propulsión (Fig. 17-1), la energía potencial del fluido sigue siendo insignificante; sin embargo, la energía cinética no lo es. En dichos casos, conviene combinar la entalpía y la energía cinética del fluido en un término único llamado **entalpía de estancamiento** (o **total**) h_0, definida por unidad de masa como

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{17-1}$$

Cuando la energía potencial del fluido es insignificante, la entalpía de estancamiento representa la *energía total de un flujo* por unidad de masa de fluido en movimiento. Por lo tanto, se simplifica el análisis termodinámico de flujos a alta velocidad.

A lo largo de este capítulo se hará referencia a la entalpía ordinaria h como la **entalpía estática**, cuando sea necesario, para distinguirla de la entalpía de estancamiento. Observe que la entalpía de estancamiento es una propiedad combinatoria de un fluido, justo como la entalpía estática, y estas dos entalpías son idénticas cuando la energía cinética del fluido es insignificante.

Considere el flujo estacionario de un fluido que pasa a través de un ducto como una tobera, un difusor, o cualquier otro conductor de flujo donde el proceso se lleve a cabo adiabáticamente y sin ningún trabajo de flecha o eléctrico, como se muestra en la figura 17-2. Suponiendo que el fluido no experimenta ninguna variación o una muy pequeña en su elevación y por lo tanto en su energía potencial, la relación de balance de energía ($\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sal}}$) de este sistema de flujo estacionario de una entrada y una salida se reduce a

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \tag{17-2}$$

o

$$h_{01} = h_{02} \tag{17-3}$$

Esto es, en la ausencia de cualquier interacción de calor y trabajo y de cualquier cambio en energía potencial, la entalpía de estancamiento de un fluido permanece constante durante un proceso de flujo estacionario. Los flujos a través de las toberas y los difusores satisfacen, en general, estas condiciones y cualquier aumento en la velocidad de fluido en estos dispositivos origina una disminución equivalente en la entalpía estática del fluido.

Si el fluido fuera detenido completamente, entonces la velocidad en el estado 2 sería cero y la ecuación 17-2 se convertiría en

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 = h_{02}$$

Por lo tanto, la *entalpía de estancamiento* representa la *entalpía de un fluido cuando es llevado al reposo adiabáticamente.*

Durante un proceso de estancamiento, la energía cinética de un fluido se convierte en entalpía (energía interna + energía del flujo), lo que resulta en un aumento en la temperatura y presión del fluido. A las propiedades de un fluido en el estado de estancamiento se les llama **propiedades de estancamiento** (temperatura de estancamiento, presión de estancamiento, densidad

de estancamiento, etc.). El estado de estancamiento y las propiedades de estancamiento se indican con un subíndice 0.

Al estado de estancamiento se le conoce con el nombre de **estado de estancamiento isentrópico** cuando el proceso de estancamiento es reversible, así como adiabático (es decir, isentrópico). La entropía de un fluido permanece constante durante un proceso de estancamiento isentrópico. Los procesos de estancamiento isentrópicos y reales (irreversibles) se muestran en el diagrama *h-s* de la figura 17-3. Note que la entalpía de estancamiento del fluido (y la temperatura de estancamiento si el fluido es un gas ideal) es la misma en ambos casos. Sin embargo, la presión real de estancamiento es menor que la presión de estancamiento isentrópico puesto que la entropía aumenta durante el proceso de estancamiento real como resultado de la fricción del fluido. A menudo, los procesos de estancamiento se aproximan a ser isentrópicos; a las propiedades de estancamiento isentrópico se les conoce con el nombre de propiedades de estancamiento.

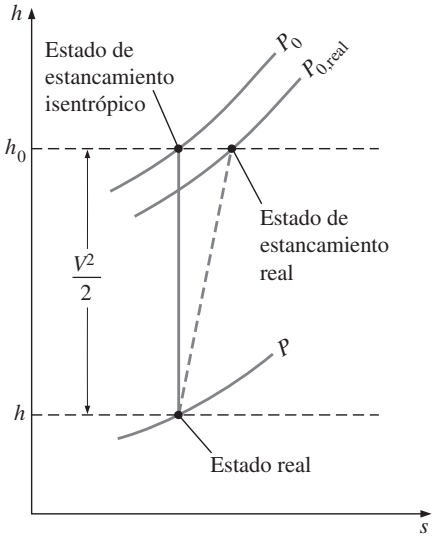


Figura 17-3
El estado real, el estado de estancamiento real y el estado de estancamiento isentrópico de un fluido en un diagrama *h-s*.

Cuando el fluido se aproxima a un *gas ideal* con calores específicos constantes, su entalpía puede reemplazarse por c_pT y la ecuación 17-1 puede expresarse como

$$c_pT_0 = c_pT + \frac{V^2}{2}$$

o

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2c_p} \tag{17-4}$$

Aquí, a T_0 se le llama **temperatura de estancamiento** (o **total**), y representa la *temperatura que adquiere un gas ideal cuando se lleva al reposo adiabáticamente.* El término $V^2/2c_p$ corresponde al incremento de temperatura durante dicho proceso y se le llama **temperatura dinámica**. Por ejemplo, la temperatura dinámica del aire que fluye a 100 m/s es $(100 \text{ m/s})^2/(2 \times 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) = 5.0 \text{ K}$. Por lo tanto, cuando el aire a 300 K y 100 m/s es llevado al reposo adiabáticamente (por ejemplo, en la punta del medidor de temperatura), su temperatura se incrementa al valor de estancamiento de 305 K (Fig. 17-4). Note que para los flujos a baja velocidad, las temperaturas de estancamiento y estática (ordinaria) son prácticamente las mismas. Sin embargo, para flujos a gran velocidad, la temperatura medida por un medidor en reposo colocado en el fluido (la temperatura de estancamiento) puede ser significativamente más alta que la temperatura estática del fluido.

La presión que un fluido alcanza cuando éste es llevado al reposo isentrópicamente se denomina **presión de estancamiento** P_0. Para gases ideales con calores específicos constantes, P_0 está relacionada con la presión estática del fluido a través de

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{k/(k-1)} \tag{17-5}$$

Al observar que $\rho = 1/v$ y utilizando la relación isentrópica $Pv^k = P_0v_0^k$, la relación entre la densidad de estancamiento y la densidad estática puede expresarse como

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/(k-1)} \tag{17-6}$$

Cuando se utilizan las entalpías de estancamiento, no es necesario referirse explícitamente a la energía cinética. Entonces, el balance de energía $\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sal}}$ de un dispositivo de flujo estacionario de una entrada y una salida, puede expresarse como

$$q_{\text{ent}} + w_{\text{ent}} + (h_{01} + gz_1) = q_{\text{sal}} + w_{\text{sal}} + (h_{02} + gz_2) \tag{17-7}$$

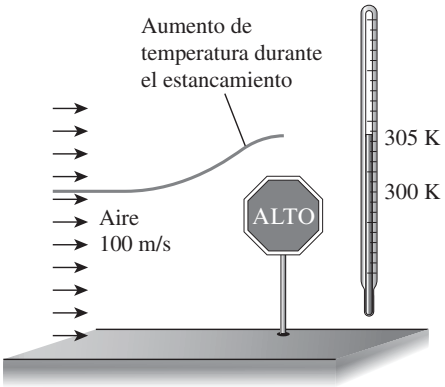


Figura 17-4
La temperatura de un gas ideal que fluye a una velocidad V se incrementa en $V^2/2c_p$ cuando se lleva al reposo.

donde h_{01} y h_{02} son las entalpías de estancamiento en los estados 1 y 2, respectivamente. Cuando el fluido es un gas ideal con calores específicos constantes, la ecuación 17-7 se convierte en

$$(q_{ent} - q_{sal}) + (w_{ent} - w_{sal}) = c_p(T_{02} - T_{01}) + g(z_2 - z_1) \qquad \textbf{(17-8)}$$

donde T_{01} y T_{02} son las temperaturas de estancamiento.

Note que los términos de energía cinética no aparecen explícitamente en las ecuaciones 17-7 y 17-8; sin embargo, los términos de entalpía de estancamiento incluyen su contribución.

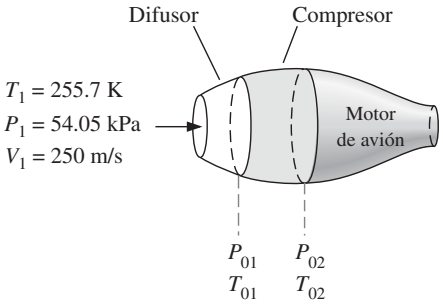


Figura 17-5
Esquema para el ejemplo 17-1.

EJEMPLO 17-1 Compresión del aire de alta velocidad en un avión

Un avión está volando a una velocidad de crucero de 250 m/s a una altitud de 5 000 m, donde la presión atmosférica es de 54.05 kPa y la temperatura ambiente del aire es de 255.7 K. Primero, el aire en el ambiente se desacelera en un difusor antes de ingresar al compresor (Fig. 17-5). Suponiendo que tanto el difusor como el compresor son isentrópicos, determine *a*) la presión de estancamiento a la entrada del compresor y *b*) el trabajo requerido del compresor por unidad de masa si la relación de presiones de estancamiento es de 8.

Solución Al difusor y compresor de un avión ingresa aire a alta velocidad. Se va a determinar la presión de estancamiento del aire y la entrada de trabajo al compresor.

Suposiciones **1** Tanto el difusor como el compresor son isentrópicos. **2** El aire es un gas ideal con calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Propiedades El calor específico a presión constante c_p y la razón de calores específicos k del aire a temperatura ambiente son

$$c_p = 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad \text{y} \quad k = 1.4$$

Análisis *a*) En condiciones isentrópicas, la presión de estancamiento a la entrada del compresor (salida del difusor) puede determinarse de la ecuación 17-5. Sin embargo, primero es necesario encontrar la temperatura de estancamiento T_{01} a la entrada del compresor. Bajo las suposiciones anteriores, T_{01} puede determinarse de la ecuación 17-4 como

$$T_{01} = T_1 + \frac{V_1^2}{2c_p} = 255.7 \text{ K} + \frac{(250 \text{ m/s})^2}{(2)(1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})}\left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}\right)$$
$$= 286.8 \text{ K}$$

Después, a partir de la ecuación 17-5,

$$P_{01} = P_1\left(\frac{T_{01}}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = (54.05 \text{ kPa})\left(\frac{286.8 \text{ K}}{255.7 \text{ K}}\right)^{1.4/(1.4-1)}$$
$$= \mathbf{80.77 \text{ kPa}}$$

Esto es, la temperatura del aire se incrementará en 31.1 °C y la presión en 26.72 kPa, a medida que el aire se desacelera de 250 m/s a una velocidad cero. Estos incrementos de temperatura y presión del aire se deben a la conversión de la energía cinética en entalpía.

b) Para determinar el trabajo del compresor, es necesario conocer la temperatura de estancamiento del aire, T_{02}, a la salida del compresor. Se especifica que la relación de presiones de estancamiento a través del compresor P_{02}/P_{01} es de 8. Puesto que se supone que el proceso de compresión es isentrópico, T_{02} puede determinarse a partir de la relación isentrópica para gases ideales (Ec. 17-5):

$$T_{02} = T_{01}\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{(k-1)/k} = (286.8 \text{ K})(8)^{(1.4-1)/1.4} = 519.5 \text{ K}$$

Sin considerar los cambios de energía potencial y la transferencia de calor, el trabajo del compresor por unidad de masa de aire se determina a partir de la ecuación 17-8:

$$\begin{aligned} w_{\text{ent}} &= c_p(T_{02} - T_{01}) \\ &= (1.005\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(519.5\ \text{K} - 286.8\ \text{K}) \\ &= \mathbf{233.9\ kJ/kg} \end{aligned}$$

Por lo tanto, el trabajo suministrado al compresor es de 233.9 kJ/kg.

Comentario Note que utilizando las propiedades de estancamiento, se incluye en automático cualquier variación en la energía cinética del flujo de fluido.

17-2 ▪ Velocidad del sonido y número de Mach

Un parámetro importante en el estudio de flujos compresibles es la **velocidad del sonido** (o **velocidad sónica**), que es la velocidad a la que una onda con una presión infinitamente pequeña viaja a través de un medio. La onda de presión puede ser provocada por un pequeño disturbio, el cual genera un pequeño incremento en la presión local.

Para obtener una relación para la velocidad del sonido en un medio, considere una tubería llena con un fluido en reposo, como se muestra en la figura 17-6. Un émbolo colocado en la tubería se mueve ahora hacia la derecha a una velocidad diferencial y constante dV, generando una onda sónica. El frente de onda se mueve hacia la derecha a través del fluido a la velocidad del sonido c y separa el fluido en movimiento adyacente al émbolo del fluido inmóvil en reposo. El fluido a la izquierda del frente de onda experimenta un cambio diferencial en sus propiedades termodinámicas, mientras que el fluido a la derecha del frente de onda conserva sus propiedades termodinámicas originales, como se muestra en la figura 17-6.

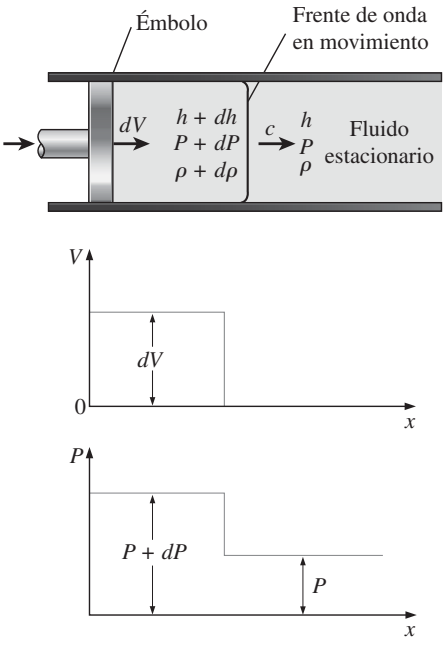


Figura 17-6
Propagación de una pequeña onda de presión a lo largo de un ducto.

Para simplificar el análisis, considere un volumen de control que encierra el frente de onda y se mueve con él, según se expone en la figura 17-7. Para un observador que viaja con el frente de onda, el flujo de la derecha parece estar moviéndose hacia el frente de onda con una velocidad de c y el flujo de la izquierda parece estar alejándose del frente de onda con una velocidad de $c - dV$. Por supuesto, el observador pensará que el volumen de control que encierra al frente de onda (y a él o a ella) estén en reposo, y el observador estará presenciando un proceso de flujo estacionario. El balance de masa de este proceso de flujo estacionario de una entrada y una salida puede expresarse como

$$\dot{m}_{\text{derecha}} = \dot{m}_{\text{izquierda}}$$

o

$$\rho A c = (\rho + d\rho)A(c - dV)$$

Al cancelar el área de la sección transversal (o de flujo) A y descartando los términos de orden superior, esta ecuación se reduce a

$$c\,d\rho - \rho\,dV = 0$$

Ningún trabajo o calor atraviesa las fronteras del volumen de control durante este proceso de flujo estacionario, y puede despreciarse cualquier cambio de energía potencial, si existiere. Entonces, el balance de energía del flujo estacionario $e_{\text{entrada}} = e_{\text{salida}}$ será,

$$h + \frac{c^2}{2} = h + dh + \frac{(c - dV)^2}{2}$$

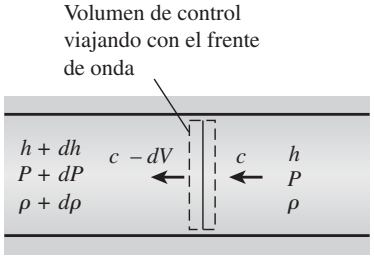


Figura 17-7
Volumen de control que se mueve con la pequeña onda de presión a lo largo de un ducto.

lo que da como resultado

$$dh - c\,dV = 0$$

donde se han descartado los términos de segundo orden dV^2. La amplitud de la onda sónica ordinaria es muy pequeña y no provoca ningún cambio significativo en la presión o en la temperatura del fluido. Por ello, la propagación de una onda sónica no solamente es adiabática, sino que también es aproximadamente isentrópica. Entonces, la segunda relación $T\,ds = dh - dP/\rho$ se reduce a

$$T\,ds^{\nearrow 0} = dh - \frac{dP}{\rho}$$

o

$$dh = \frac{dP}{\rho}$$

Al combinar las ecuaciones anteriores se obtiene la expresión deseada para la velocidad del sonido,

$$c^2 = \frac{dP}{d\rho} \qquad \text{a } s = \text{constante}$$

o

$$c^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s \tag{17-9}$$

Se deja al lector como ejercicio demostrar, utilizando las relaciones de propiedades termodinámicas, que la ecuación 17-9 también puede escribirse como

$$c^2 = k\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_T \tag{17-10}$$

donde $k = c_p/c_v$ es la razón de calores específicos del fluido. Observe que la velocidad del sonido en un fluido depende de las propiedades termodinámicas de dicho fluido (Fig. 17-8).

Cuando el fluido es un gas ideal ($P = \rho RT$), la derivada de la ecuación 17-10 puede calcularse de manera sencilla como sigue:

$$c^2 = k\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_T = k\left[\frac{\partial(\rho RT)}{\partial \rho}\right]_T = kRT$$

o

$$c = \sqrt{kRT} \tag{17-11}$$

Resalta que la constante del gas R tiene un valor determinado para un cierto gas, y que la razón de calores específicos k de un gas ideal es, en la mayoría de los casos, una función de la temperatura. Se puede observar que la velocidad del sonido en un cierto gas ideal está en función únicamente de la temperatura (Fig. 17-9).

Un segundo parámetro importante en el análisis del flujo de fluidos compresibles es el **número de Mach**, Ma, llamado así en honor al físico austriaco Ernst Mach (1838-1916). Es la relación de la velocidad real del fluido (o el de un objeto en aire en reposo) y la velocidad del sonido en el mismo fluido en el mismo estado:

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} \tag{17-12}$$

Observe que el número de Mach depende de la velocidad del sonido, misma que depende del estado del fluido. Por lo tanto, el número de Mach de un avión que vuela a velocidad constante en aire en reposo puede diferir en función de la ubicación (Fig. 17-10).

Figura 17-8

La velocidad del sonido en el aire aumenta con la temperatura. En temperaturas exteriores típicas, c es aproximadamente 340 m/s. Por lo tanto, en números redondos, el sonido del trueno de un relámpago viaja alrededor de 1 km en 3 segundos. Si ve el rayo y escucha el trueno menos de 3 segundos después, sabrá que el relámpago ha caído cerca y necesita resguardarse.

© *Bear Dancer Studios/Mark Dierker RF*

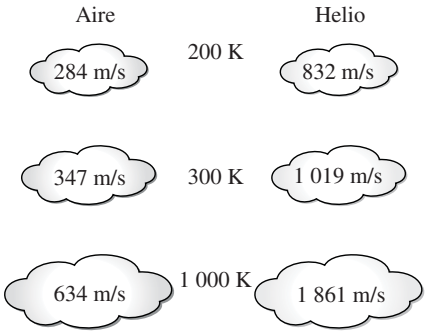


Figura 17-9

La velocidad del sonido varía con la temperatura y depende qué fluido es.

Los regímenes del flujo de fluidos a menudo se describen en términos del número de flujo de Mach. El flujo se llama **sónico** cuando Ma = 1, **subsónico** cuando Ma < 1, **supersónico** cuando Ma > 1, **hipersónico** cuando Ma ≫ 1 y **transónico** cuando Ma ≅ 1.

Figura 17-10
El número de Mach puede ser diferente a temperaturas distintas, aun si la velocidad es la misma.

EJEMPLO 17-2 Número de Mach del aire ingresando a un difusor

Al difusor mostrado en la figura 17-11 ingresa aire a una velocidad de 200 m/s. Determine *a*) la velocidad del sonido y *b*) el número de Mach en la entrada del difusor cuando la temperatura del aire es de 30 °C.

Solución El aire ingresa al difusor a gran velocidad. Se determinarán la velocidad del sonido y el número de Mach cuando el aire ingresa al difusor.

Suposición El aire en condiciones especificadas se comporta como un gas ideal.

Propiedades La constante del gas del aire es $R = 0.287$ kJ/kg · K, y su razón de calores específicos a 30 °C es de 1.4.

Análisis Se observa que la velocidad del sonido en el gas varía con la temperatura, la cual es de 30 °C.

a) La velocidad del sonido en el aire a 30 °C está determinada, a partir de la ecuación 17-11, como

$$c = \sqrt{kRT} = \sqrt{(1.4)(0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(303\ \text{K})\left(\frac{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)} = \mathbf{349\ m/s}$$

b) Por lo tanto, el número de Mach es

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} = \frac{200\ \text{m/s}}{349\ \text{m/s}} = \mathbf{0.573}$$

Comentario El flujo a la entrada del difusor es subsónico puesto que Ma < 1.

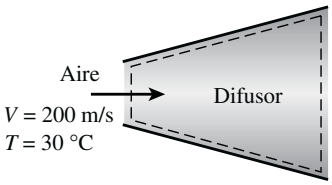


Figura 17-11
Esquema del ejemplo 17-2.

17-3 ▪ Flujo isentrópico unidimensional

En el flujo del fluido a través de diferentes dispositivos como toberas, difusores y pasos de álabes de turbinas, las magnitudes que describen el flujo varían principalmente sólo en dirección del flujo y, con una buena precisión, éste puede aproximarse a un flujo isentrópico unidimensional. Por ende, merece especial consideración. Antes de presentar un estudio formal del flujo isentrópico unidimensional, se mostrarán algunos aspectos importantes de éste con la ayuda de un ejemplo.

EJEMPLO 17-3 Flujo de un gas a través de un ducto convergente-divergente

A través de un ducto de sección transversal variable como la tobera que se muestra en la figura 17-12, fluye dióxido de carbono de manera estacionaria, con un flujo másico de 3 kg/s. El dióxido de carbono ingresa en el ducto a una presión de 1 400 kPa y una temperatura de 200 °C a baja velocidad, y se expande en la tobera a una presión de 200 kPa. El ducto está diseñado de tal forma que el flujo puede considerarse como isentrópico. Determine la densidad, la velocidad, el área del flujo y el número de Mach en cada punto a lo largo del ducto que corresponda a una caída de presión de 200 kPa de un punto a otro.

Solución El dióxido de carbono ingresa a un ducto de sección transversal variable en condiciones especificadas. Se determinarán las propiedades del flujo a lo largo del ducto.

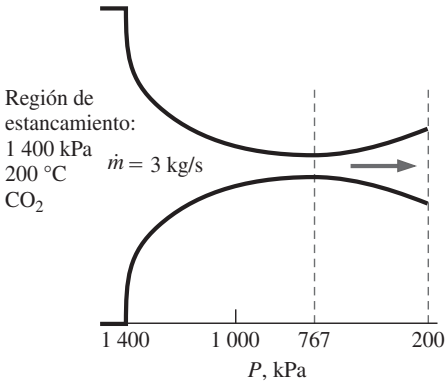


Figura 17-12
Esquema del ejemplo 17-3.

Suposiciones **1** El dióxido de carbono es un gas ideal con calores específicos constantes a temperatura ambiente. **2** El flujo a través del ducto es esta-cionario, unidimensional e isentrópico.
Propiedades Por simplicidad se utilizan en los cálculos los valores $c_p = 0.846$ kJ/kg · K y $k = 1.289$ los cuales son el calor específico a presión constante y la razón de calores específicos del dióxido de carbono a temperatura ambiente. La constante del gas de dióxido de carbono es $R = 0.1889$ kJ/kg · K.
Análisis Observe que la temperatura de entrada es aproximadamente igual a la temperatura de estancamiento puesto que la velocidad de entrada es baja. El flujo es isentrópico y, por lo tanto, la temperatura y presión de estancamiento en el ducto permanecen constantes. Así,

$$T_0 \cong T_1 = 200\ ^\circ\text{C} = 473\ \text{K}$$

y

$$P_0 \cong P_1 = 1\,400\ \text{kPa}$$

Para ilustrar el procedimiento de solución se calculan las propiedades deseadas en el punto donde la presión es de 1 200 kPa, el primer punto que corresponde a una caída de presión de 200 kPa.

De la ecuación 17-5 se tiene

$$T = T_0\left(\frac{P}{P_0}\right)^{(k-1)/k} = (473\ \text{K})\left(\frac{1\,200\ \text{kPa}}{1\,400\ \text{kPa}}\right)^{(1.289-1)/1.289} = 457\ \text{K}$$

De la ecuación 17-4,

$$\begin{aligned} V &= \sqrt{2c_p(T_0 - T)} \\ &= \sqrt{2(0.846\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(473\ \text{K} - 457\ \text{K})\left(\frac{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)} \\ &= \mathbf{164.5\ m/s \cong 164\ m/s} \end{aligned}$$

De la relación de gas ideal,

$$\rho = \frac{P}{RT} = \frac{1\,200\ \text{kPa}}{(0.1889\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(457\ \text{K})} = \mathbf{13.9\ kg/m^3}$$

De la relación de flujo másico,

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho V} = \frac{3\ \text{kg/s}}{(13.9\ \text{kg/m}^3)(164.5\ \text{m/s})} = 13.1 \times 10^{-4}\ \text{m}^2 = \mathbf{13.1\ cm^2}$$

De las ecuaciones 17-11 y 17-12,

$$c = \sqrt{kRT} = \sqrt{(1.289)(0.1889\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(457\ \text{K})\left(\frac{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)} = 333.6\ \text{m/s}$$

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} = \frac{164.5\ \text{m/s}}{333.6\ \text{m/s}} = \mathbf{0.493}$$

Los resultados para otros puntos se resumen en la tabla 17-1 y se grafican en la figura 17-13.
Comentario Observe que a medida que disminuye la presión, también lo hace la temperatura y la velocidad del sonido, mientras que la velocidad del fluido y el número de Mach aumentan en la dirección del flujo. La densidad disminuye paulatinamente primero y rápidamente después a medida que la velocidad aumenta.

Tabla 17-1

Variación de las propiedades de un fluido en la dirección del flujo en el ducto descrito en el ejemplo 17-3 para $\dot{m} = 3$ kg/s = constante

P, kPa	T, K	V, m/s	ρ, kg/m^3	c, m/s	A, cm^2	Ma
1 400	473	0	15.7	339.4	∞	0
1 200	457	164.5	13.9	333.6	13.1	0.493
1 000	439	240.7	12.1	326.9	10.3	0.736
800	417	306.6	10.1	318.8	9.64	0.962
767*	413	317.2	9.82	317.2	9.63	1.000
600	391	371.4	8.12	308.7	10.0	1.203
400	357	441.9	5.93	295.0	11.5	1.498
200	306	530.9	3.46	272.9	16.3	1.946

* 767 kPa es la presión crítica donde el número de Mach local es la unidad.

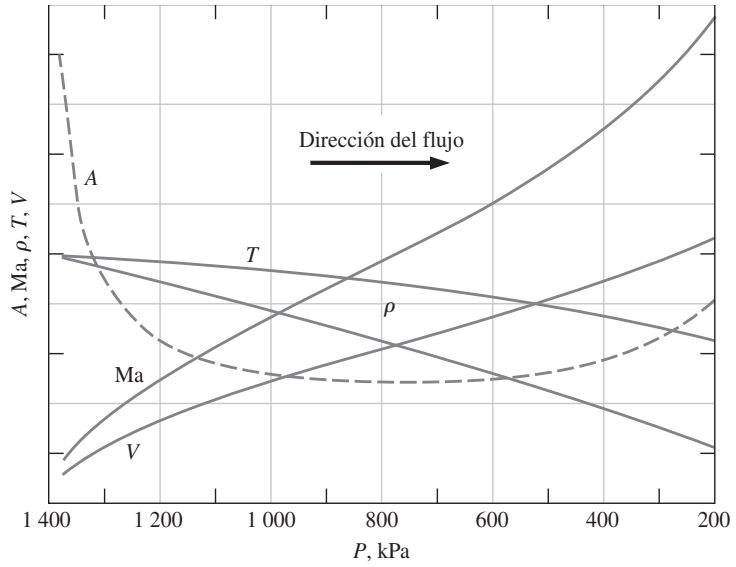


Figura 17-13
La variación de las propiedades normalizadas del fluido y de área de la sección transversal a lo largo del ducto, a medida que disminuye la presión de 1 400 a 200 kPa.

Se puede observar en el ejemplo 17-3 que el área del flujo disminuye al aumentar la presión hasta un valor de presión crítico donde el número de Mach es la unidad y, después, empieza a aumentar con la consiguiente reducción de presión. El número de Mach es unitario en el punto donde el área del flujo es mínimo, al cual se le conoce como la **garganta** (Fig. 17-14). Observe que la velocidad del fluido continúa incrementándose después de pasar por la garganta aunque el área del flujo aumenta rápidamente en esa región. Este aumento de velocidad después de atravesar la garganta se debe a un decremento acelerado de la densidad del fluido. El área del flujo del ducto que se considera en este ejemplo disminuye primero, y luego aumenta. Dichos ductos se conocen con el nombre de **toberas convergentes-divergentes**. Estas toberas se utilizan para acelerar gases a velocidades supersónicas y no deben confundirse con los *tubos de Venturi*, los cuales se utilizan estrictamente para flujos incompresibles. La primera vez que se usó dicha tobera fue en el año de 1893, en una turbina de vapor diseñada por el ingeniero sueco, Carl G. B.

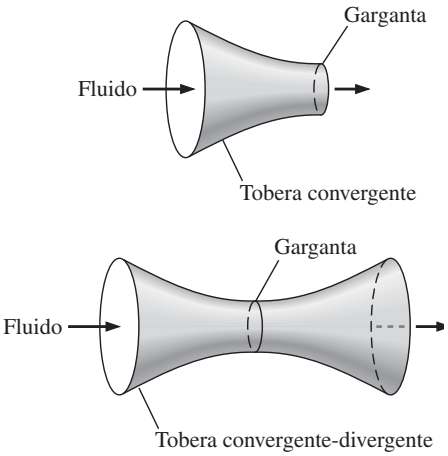


Figura 17-14

La sección transversal de una tobera donde el área del flujo es más pequeña se llama *garganta*.

de Laval (1845-1913) y, por eso, a las toberas convergentes-divergentes a menudo se les conoce con el nombre de *toberas de Laval.*

Variación de la velocidad del fluido con el área de flujo

A partir del ejemplo 17-3 queda claro que las relaciones entre la velocidad, la densidad y las áreas del flujo para un flujo isentrópico en un ducto son muy complejas. En lo que resta de esta sección se estudiarán estas relaciones de manera más detallada, y para la presión, la temperatura y la densidad se desarrollarán ecuaciones para la variación de las razones de propiedades estáticas y de estancamiento con el número de Mach.

Se comienza el estudio buscando relaciones entre la presión, la temperatura, la densidad, la velocidad, el área del flujo y el número de Mach para flujo isentrópico unidimensional. Considere el balance de masa de un proceso de flujo estacionario:

$$\dot{m} = \rho A V = \text{constante}$$

Derivando y dividiendo la ecuación resultante entre el flujo másico se obtiene

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} = 0 \qquad \textbf{(17-13)}$$

Descartando la energía potencial, el balance de energía de un flujo isentrópico sin interacciones de trabajo puede expresarse en forma diferencial como (Fig. 17-15)

$$\frac{dP}{\rho} + V\,dV = 0 \qquad \textbf{(17-14)}$$

Esta relación es también la forma diferencial de la ecuación de Bernoulli cuando los cambios en la energía potencial son insignificantes, lo cual es una forma del principio de conservación de la cantidad de movimiento para volúmenes de control de flujo estacionario. Combinando las ecuaciones 17-13 y 17-14 se obtiene

$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho}\left(\frac{1}{V^2} - \frac{d\rho}{dP}\right) \qquad \textbf{(17-15)}$$

Al reacomodar la ecuación 17-9 como $(\partial\rho/\partial P)_s = 1/c^2$ y sustituyéndola en la ecuación 17-15, se obtiene

$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho V^2}\,(1 - \text{Ma}^2) \qquad \textbf{(17-16)}$$

Ésta es una relación importante para el flujo isentrópico en ductos puesto que describe la variación de la presión con el área del flujo. Se puede observar que A, ρ y V son cantidades positivas. Para el flujo *subsónico* (Ma $<$ 1), el término $1 - \text{Ma}^2$ es positivo; y, por lo tanto, dA y dP deben tener el mismo signo. Esto es, la presión del fluido debe incrementarse a medida que el área de flujo del ducto se incremente, y debe disminuir conforme el área del flujo del ducto disminuya. Por consiguiente, a velocidades subsónicas, la presión disminuye en los ductos convergentes (toberas subsónicas) y aumenta en los ductos divergentes (difusores subsónicos).

En flujos *supersónicos* (Ma $>$ 1), el término $1 - \text{Ma}^2$ es negativo y, por eso, dA y dP deberán tener signos opuestos. Esto es, la presión del fluido

Conservación de la energía
(flujo estacionario, $w = 0$, $q = 0$, $\Delta ep = 0$)

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2}$$

o

$$h + \frac{V^2}{2} = \text{constante}$$

Al derivar

$$dh + V\,dV = 0$$

Asimismo,

$$T\,ds = dh - v\,dP \quad (0 \text{ isentrópico})$$

$$dh = v\,dP = \frac{1}{\rho}\,dP$$

Al sustituir,

$$\frac{dP}{\rho} + V\,dV = 0$$

Figura 17-15

La deducción de la forma diferencial de la ecuación de energía para un flujo isentrópico estacionario.

debe aumentar a medida que el área del flujo del ducto disminuya, y deberá disminuir conforme el área del flujo del ducto aumente. Por lo tanto, a velocidades supersónicas, la presión disminuye en los ductos divergentes (toberas supersónicas) y aumenta en los ductos convergentes (difusores supersónicos).

Otra relación importante para el flujo isentrópico de un fluido se obtiene sustituyendo $\rho V = -dP/dV$ de la ecuación 17-14 en la ecuación 17-16:

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dV}{V}(1 - \text{Ma}^2) \qquad \textbf{(17-17)}$$

Esta ecuación gobierna la forma de una tobera o un difusor para flujos isentrópicos subsónicos o supersónicos. Al observar que A y V son cantidades positivas, se concluye lo siguiente:

$$\text{Para flujo subsónico } (\text{Ma} < 1), \qquad \frac{dA}{dV} < 0$$

$$\text{Para flujo supersónico } (\text{Ma} > 1), \qquad \frac{dA}{dV} > 0$$

$$\text{Para flujo sónico } (\text{Ma} = 1), \qquad \frac{dA}{dV} = 0$$

En consecuencia, la forma correcta de una tobera depende de la velocidad más alta que se desee con relación a la velocidad sónica. Para acelerar el fluido, se debe usar una tobera convergente a velocidades subsónicas y una tobera divergente a velocidades supersónicas. Las velocidades que más se utilizan en las aplicaciones más comunes se encuentran muy por debajo de la velocidad sónica y, por lo tanto, es normal que se visualice una tobera aceleradora como un ducto convergente. Sin embargo, la velocidad más alta que se puede alcanzar con una tobera convergente es la velocidad sónica, la cual se presenta a la salida de la tobera. Si se extiende la tobera convergente disminuyendo el área del flujo con la esperanza de acelerar el fluido a velocidades supersónicas, como se muestra en la figura 17-16, uno se va a desilusionar. En este caso, la velocidad sónica estará presente a la salida de la extensión convergente, en lugar de estar a la salida de la tobera original, y el flujo másico a través de la tobera disminuirá debido a que se redujo el área de salida.

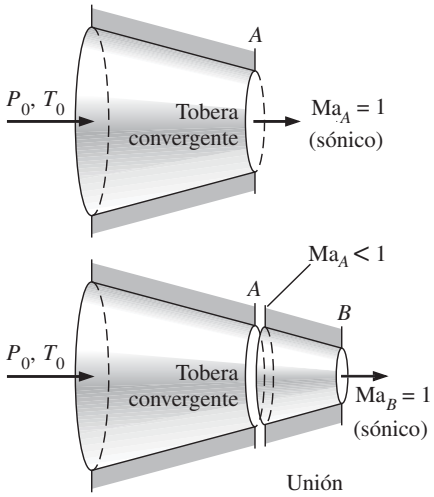


Figura 17-16
No se pueden obtener velocidades supersónicas conectando una sección convergente a una tobera convergente. Lo anterior solamente desplazaría la sección transversal sónica corriente abajo, y disminuiría el flujo másico.

Con base en la ecuación 17-16 (que es una expresión de los principios de la conservación de la masa y de la energía) se debe añadir una sección divergente a una tobera convergente para acelerar un fluido a velocidades supersónicas. El resultado es una tobera convergente-divergente. El fluido pasa primero a través de una sección subsónica (convergente), donde el número de Mach aumenta a medida que el área del flujo de la tobera disminuye, y después adquiere el valor unitario en la garganta de la tobera. El fluido continúa acelerándose conforme pasa a través de una sección supersónica (divergente). Al observar que $\dot{m} = \rho AV$ para un flujo estacionario, se puede apreciar que una gran disminución en la densidad provoca que la aceleración en la sección divergente sea posible. Un ejemplo de este tipo de flujos es el flujo de gases de combustión calientes a través de una tobera aceleradora de una turbina de gas.

El proceso opuesto se presenta a la entrada del motor de un avión supersónico. El fluido es desacelerado pasándolo primero a través de un difusor supersónico que tenga un área de flujo que disminuya en la dirección del flujo. Idealmente, el flujo alcanza un número de Mach unitario en la garganta del difusor. El fluido es desacelerado de nuevo en un difusor subsónico, con

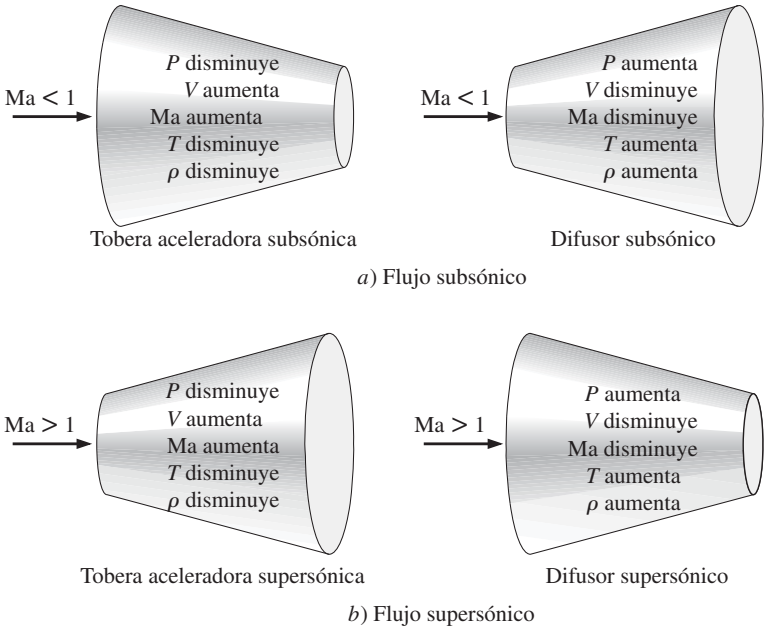


Figura 17-17
Variación de las propiedades de flujo en toberas y difusores subsónicos y supersónicos.

un área de flujo que aumente en la dirección del flujo, como se muestra en la figura 17-17.

Relaciones de propiedades para el flujo isentrópico de gases ideales

A continuación se desarrollan relaciones entre las propiedades estáticas y de estancamiento de un gas ideal en términos de la razón de calores específicos k y el número de Mach, Ma. Se supone que el flujo es isentrópico y que el gas tiene calores específicos constantes.

La temperatura T de un gas ideal en cualquier punto del flujo está relacionada con la temperatura de estancamiento, T_0, a través de la ecuación 17-4:

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2c_p}$$

o

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{V^2}{2c_pT}$$

Al notar que $c_p = kR/(k-1)$, $c^2 = kRT$ y $\text{Ma} = V/c$, se observa que

$$\frac{V^2}{2c_pT} = \frac{V^2}{2[kR/(k-1)]T} = \left(\frac{k-1}{2}\right)\frac{V^2}{c^2} = \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2$$

Al sustituir se obtiene la expresión

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2 \qquad \textbf{(17-18)}$$

la cual es la relación entre T_0 y T que se desea obtener.

La relación entre la presión de estancamiento y la presión estática se obtiene sustituyendo la ecuación 17-18 en la ecuación 17-5:

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2\right]^{k/(k-1)} \tag{17-19}$$

La relación de la densidad de estancamiento y la densidad estática se obtiene sustituyendo la ecuación 17-18 en la ecuación 17-6:

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2\right]^{1/(k-1)} \tag{17-20}$$

Los valores numéricos de T/T_0, P/P_0 y ρ/ρ_0 en función al número de Mach se encuentran listados en la tabla A-32 para $k = 1.4$, los cuales son muy útiles en la práctica para el cálculo de flujos compresibles que involucren aire.

A las propiedades de un fluido en un punto donde el número de Mach es unitario (la garganta) se les conoce con el nombre de **propiedades críticas**, y las razones en las ecuaciones 17-18 a 17-20 se denominan **relaciones críticas** cuando Ma = 1 (Fig. 17-18). Una práctica muy común en el análisis de flujos compresibles es que el superíndice asterisco (*) represente los valores críticos. Al fijar el valor de Ma = 1 en las ecuaciones 17-18 a 17-20, se obtiene

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \tag{17-21}$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} \tag{17-22}$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)} \tag{17-23}$$

Estas relaciones se evalúan para diferentes valores de k y aparecen enlistados en la tabla 17-2. Las propiedades críticas del flujo compresible no deben confundirse con las propiedades de las sustancias en el *punto crítico* (como la temperatura crítica T_c y la presión crítica P_c).

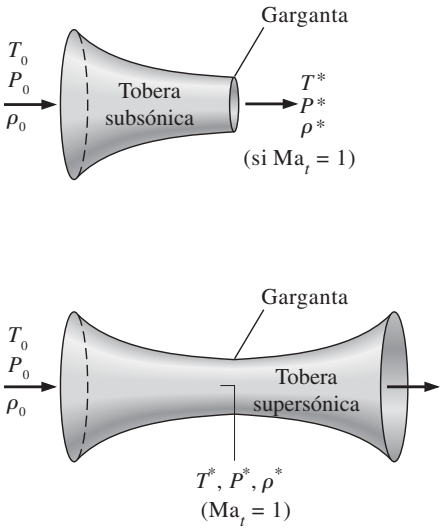


Figura 17-18

Cuando $\text{Ma}_t = 1$, las propiedades en la garganta de la tobera se convierten en propiedades críticas.

Tabla 17-2

Relaciones críticas de presión, temperatura y densidad para flujo isentrópico de algunos gases ideales

	Vapor de agua sobrecalentado, $k = 1.3$	Productos calientes de la combustión, $k = 1.33$	Aire, $k = 1.4$	Gases monoatómicos, $k = 1.667$
$\frac{P^*}{P_0}$	0.5457	0.5404	0.5283	0.4871
$\frac{T^*}{T_0}$	0.8696	0.8584	0.8333	0.7499
$\frac{\rho^*}{\rho_0}$	0.6276	0.6295	0.6340	0.6495

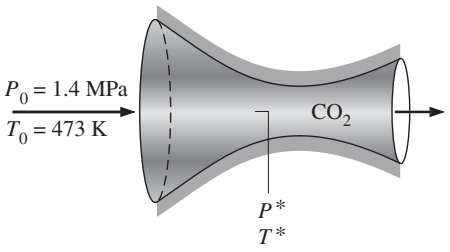


Figura 17-19
Esquema del ejemplo 17-4.

EJEMPLO 17-4 **Temperatura y presión críticas del flujo de gas**

Calcule la presión y la temperatura críticas del dióxido de carbono para las condiciones de flujo descritas en el ejemplo 17-3 (Fig. 17-19).

Solución Para el flujo estudiado en el ejemplo 17-3 se calcularán la presión y la temperatura críticas.
Suposiciones **1** El flujo es estacionario, adiabático y unidimensional. **2** El dióxido de carbono es un gas ideal con calores específicos constantes.
Propiedades La razón de calores específicos del dióxido de carbono a temperatura ambiente es $k = 1.289$.
Análisis Se determina que las relaciones de temperatura y presión críticas y de estancamiento son

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} = \frac{2}{1.289+1} = 0.8737$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} = \left(\frac{2}{1.289+1}\right)^{1.289/(1.289-1)} = 0.5477$$

Al notar que la temperatura y presión de estancamiento son, a partir del ejemplo 17-3, $T_0 = 473$ K y $P_0 = 1\,400$ kPa, se puede observar que la temperatura y presión críticas en este caso son

$$T^* = 0.8737T_0 = (0.8737)(473\text{ K}) = \mathbf{413\text{ K}}$$

$$P^* = 0.5477P_0 = (0.5477)(1\,400\text{ kPa}) = \mathbf{767\text{ kPa}}$$

Comentario Observe que, tal como se esperaba, estos valores coinciden con los listados en el renglón quinto de la tabla 17-1. Note que otros valores de las propiedades en la garganta, que no sean éstos, indicarían que el flujo no es crítico y que el número de Mach no es unitario.

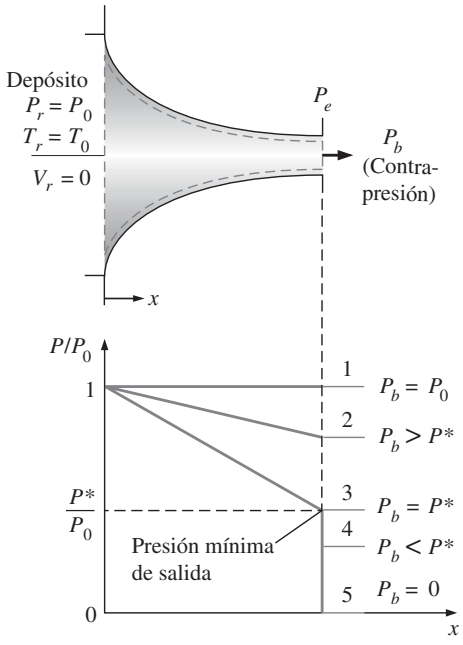


Figura 17-20
El efecto de la contrapresión en la distribución de presión a lo largo de una tobera convergente.

17-4 ▪ Flujo isentrópico a través de toberas aceleradoras

Las toberas convergentes o las convergentes-divergentes se encuentran en muchas aplicaciones de la ingeniería dentro de las que se incluyen las turbinas de gas y de vapor, los sistemas de propulsión de aviones y vehículos espaciales, y en toberas industriales y de antorcha. En esta sección se consideran los efectos de la **contrapresión** (es decir, la presión aplicada a la región de descarga de la tobera, *back pressure* en inglés) en la velocidad de salida, en el flujo másico y en la distribución de presión a lo largo de la tobera.

Toberas convergentes

Considere un flujo subsónico a través de una tobera convergente como el que se muestra en la figura 17-20. La entrada a la tobera está conectada a un depósito que se encuentra a una presión P_r y a una temperatura T_r (el subíndice r corresponde a *reservoir* que es el *depósito* en inglés). El depósito es lo suficientemente grande para ignorar la velocidad de entrada de la tobera. Puesto que la velocidad del fluido en el depósito es cero y el flujo a través de la tobera es aproximadamente isentrópico, la presión y la temperatura de estancamiento del fluido en cualquier sección transversal de la tobera son iguales a la presión y a la temperatura del depósito, respectivamente.

Ahora se comienza a reducir la contrapresión y se observan los efectos resultantes en la distribución de presión a lo largo de la tobera, como se muestra en la figura 17-20. Si la contrapresión P_b es igual a P_1, la cual es igual a P_r, no existirá flujo y la distribución de presión será uniforme a lo largo de la tobera. Cuando la contrapresión queda disminuida al valor P_2, la presión en el plano de salida P_e (*salida* en inglés es *exit*, de aquí el subíndice e) también disminuye al valor P_2. Lo anterior provoca que disminuya la presión a través de la tobera en la dirección del flujo.

Cuando la contrapresión disminuye al valor P_3 ($= P^*$, que es la presión requerida para aumentar la velocidad del fluido a la velocidad del sonido en el plano de salida o garganta), el flujo másico alcanza un valor máximo y se dice que el flujo ha sido **ahogado**. Una reducción adicional de la contrapresión a un nivel P_4 o menor no genera cambios adicionales en la distribución de presión ni tiene algún efecto a lo largo de la tobera.

En condiciones de flujo estacionario, el flujo másico a través de la tobera es constante y puede expresarse como

$$\dot{m} = \rho AV = \left(\frac{P}{RT}\right) A(\mathrm{Ma}\sqrt{kRT}) = PA\mathrm{Ma}\sqrt{\frac{k}{RT}}$$

Al despejar T de la ecuación 17-18 y P de la ecuación 17-19 y sustituyendo,

$$\dot{m} = \frac{A\mathrm{Ma}P_0\sqrt{k/(RT_0)}}{[1 + (k-1)\mathrm{Ma}^2/2]^{(k+1)/[2(k-1)]}} \qquad \textbf{(17-24)}$$

Entonces, el flujo másico de un fluido en particular que pasa a través de la tobera está en función de las propiedades de estancamiento del fluido, el área del flujo y el número de Mach. La ecuación 17-24 es válida para cualquier sección transversal y, por lo tanto, $\dot{m}$ puede evaluarse en cualquier punto a lo largo de la tobera.

Para un área de flujo especificada A y unas ciertas propiedades de estancamiento T_0 y P_0, el flujo másico máximo posible puede determinarse derivando la ecuación 17-24 con respecto a Ma e igualando el resultado a cero. Esto da Ma $= 1$. Dado que el único punto en la tobera donde el número de Mach puede ser unitario es el punto de área de flujo mínima (la garganta), el flujo másico a través de la tobera es máximo cuando Ma $= 1$ en la garganta. Al designar esta área como A^*, se obtiene una expresión para el máximo flujo másico al sustituir Ma $= 1$ en la ecuación 17-24:

$$\dot{m}_{\text{máx}} = A^*P_0\sqrt{\frac{k}{RT_0}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/[2(k-1)]} \qquad \textbf{(17-25)}$$

Por lo tanto, para un gas ideal en particular, el máximo flujo másico a través de la tobera con un área dada de garganta, está determinado por la presión y la temperatura de estancamiento del flujo de entrada. El flujo másico puede controlarse al modificar la presión o la temperatura de estancamiento y, de este modo, puede utilizarse una tobera convergente como medidor de flujo. Por supuesto, el flujo másico puede controlarse también si se modifica el área de la garganta. Este principio es de vital importancia en los procesos químicos, en los dispositivos médicos, en los medidores de flujo y en cualquier otra aplicación donde se desee conocer y controlar el flujo másico de un gas.

En la figura 17-21 se muestra una gráfica de $\dot{m}$ contra P_b/P_0 de una tobera convergente. Observe que el flujo másico aumenta al disminuir P_b/P_0, alcanza un valor máximo en $P_b = P^*$, y permanece constante para valores de P_b/P_0

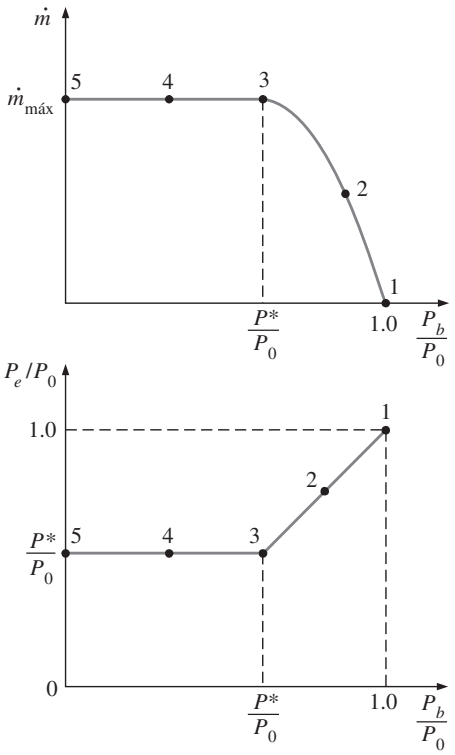


Figura 17-21

El efecto de la contrapresión P_b en el flujo másico $\dot{m}$ y la presión de salida P_e de una tobera convergente.

menores a esta relación crítica. Asimismo, en la figura se ilustra el efecto de la contrapresión en la presión de salida de la tobera P_e. Se observa que

$$P_e = \begin{cases} P_b & \text{para } P_b \geq P^* \\ P^* & \text{para } P_b < P^* \end{cases}$$

En resumen, para toda contrapresión menor a la presión crítica P^*, la presión en el plano de salida de una tobera convergente P_e es igual a P^*, el número de Mach en el plano de salida es unitario y el flujo másico es el flujo máximo (o ahogado). Debido a que la velocidad del flujo en la garganta es sónica para un flujo másico máximo, una contrapresión menor a la presión crítica no puede ser percibida por el flujo corriente arriba en la tobera y no afecta la razón del flujo.

Los efectos de la temperatura de estancamiento T_0 y la presión de estancamiento P_0 en el flujo másico a través de una tobera convergente, se ilustran en la figura 17-22, donde el flujo másico está graficado en función de la relación de presiones estática y de estancamiento P_t/P_0 en la garganta (*garganta* en inglés es *throat*, de aquí el subíndice *t*). Un incremento de P_0 (o decremento de T_0) aumentará el flujo másico a través de la tobera convergente; un decremento de P_0 (o incremento de T_0), lo disminuirá. También podría concluirse esto al observar cuidadosamente las ecuaciones 17-24 y 17-25.

Una relación para la variación del área de flujo A a través de la tobera, con respecto al área de la garganta A^*, puede obtenerse combinando las ecuaciones 17-24 y 17-25 para el mismo flujo másico y propiedades de estancamiento de un fluido en particular. Esto resulta en

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{\text{Ma}}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)\left(1 + \frac{k-1}{2}\text{Ma}^2\right)\right]^{(k+1)/[2(k-1)]} \qquad \textbf{(17-26)}$$

La tabla A-32 proporciona valores de A/A^* como función del número de Mach para el aire ($k = 1.4$). Existe un valor de A/A^* para cada valor de número de Mach; sin embargo, existen dos valores posibles de número de Mach para cada valor de A/A^* —uno para flujo subsónico y otro para flujo supersónico—.

Otro parámetro que se utiliza a menudo en el análisis de un flujo isentrópico unidimensional de gases ideales es Ma*, el cual es la razón de la velocidad de flujo en una cierta sección transversal de la tobera y la velocidad del sonido en la garganta:

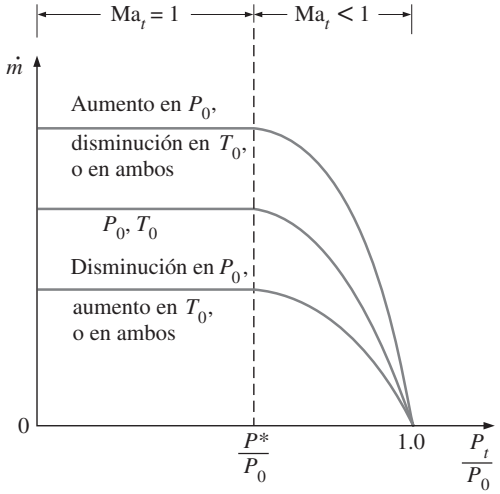


Figura 17-22

La variación del flujo másico a través de una tobera aceleradora con propiedades de estancamiento a la entrada.

$$\text{Ma}^* = \frac{V}{c^*} \tag{17-27}$$

La ecuación 17.27 puede expresarse como

$$\text{Ma}^* = \frac{V}{c}\frac{c}{c^*} = \frac{\text{Ma}c}{c^*} = \frac{\text{Ma}\sqrt{kRT}}{\sqrt{kRT^*}} = \text{Ma}\sqrt{\frac{T}{T^*}}$$

donde Ma es el número de Mach local, T es la temperatura local y T^* es la temperatura crítica. Al despejar T de la ecuación 17-18 y T^* de la ecuación 17-21 y al sustituir, se obtiene

$$\text{Ma}^* = \text{Ma}\sqrt{\frac{k+1}{2+(k-1)\text{Ma}^2}} \tag{17-28}$$

En la tabla A-32 se encuentran también enlistados valores de Ma* contra el número de Mach para $k = 1.4$ (Fig. 17-23). Observe que el parámetro Ma* difiere del número de Mach Ma en que Ma* es la velocidad local adimensional con respecto a la velocidad sónica en la *garganta*, mientras que Ma es la velocidad local adimensional con respecto a la velocidad sónica *local*. (Recuerde que la velocidad sónica en la tobera varía en función de la temperatura y, por lo tanto, de la ubicación.)

Ma	Ma*	$\frac{A}{A^*}$	$\frac{P}{P_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{T}{T_0}$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
0.90	0.9146	1.0089	0.5913	⋮	⋮
1.00	1.0000	1.0000	0.5283	⋮	⋮
1.10	1.0812	1.0079	0.4684	⋮	⋮
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮

Figura 17-23

Varias relaciones de propiedades para flujo isentrópico a través de toberas y difusores se enlistan en la tabla A-32 para $k = 1.4$ (aire) por conveniencia.

EJEMPLO 17-5 Efecto de la contrapresión sobre el flujo másico

A una tobera convergente ingresa aire a 1 MPa y 600 °C, según se muestra en la figura 17-24, con una velocidad de 150 m/s. Determine el flujo másico a través de la tobera si ésta tiene un área de garganta de 50 cm^2 cuando la contrapresión es *a*) 0.7 MPa y *b*) 0.4 MPa.

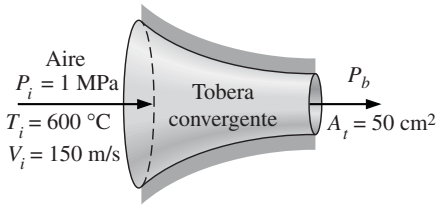


Figura 17-24

Esquema del ejemplo 17-5.

Solución El aire ingresa a la tobera convergente. Se determinará el flujo másico del aire a través de la tobera para diferentes contrapresiones.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal con calores específicos constantes a temperatura ambiente. **2** El flujo a través de la tobera es estacionario, unidimensional e isentrópico.

Propiedades El calor específico a una presión constante y la razón de calores específicos del aire son $c_p = 1.005$ kJ/kg · K y $k = 1.4$.

Análisis Se utilizan los subíndices *i* y *t* para representar las propiedades a la entrada de la tobera y en la garganta, respectivamente (*entrada* en inglés es *inlet* y *garganta*, *throat*). La temperatura y la presión de estancamiento a la entrada de la tobera se determinan a partir de las ecuaciones 17-4 y 17-5:

$$T_{0i} = T_i + \frac{V_i^2}{2c_p} = 873\text{ K} + \frac{(150\text{ m/s})^2}{2(1.005\text{ kJ/kg}\cdot\text{K})}\left(\frac{1\text{ kJ/kg}}{1\,000\text{ m}^2/\text{s}^2}\right) = 884\text{ K}$$

$$P_{0i} = P_i\left(\frac{T_{0i}}{T_i}\right)^{k/(k\ \ 1)} = (1\text{ MPa})\left(\frac{884\text{ K}}{873\text{ K}}\right)^{1.4/(1.4\ \ 1)} = 1.045\text{ MPa}$$

Estos valores de temperatura y presión de estancamiento permanecen constantes en la tobera porque se supone que el flujo es isentrópico. Esto es,

$$T_0 = T_{0i} = 884\text{ K} \quad \text{y} \quad P_0 = P_{0i} = 1.045\text{ MPa}$$

La relación crítica de presión se determina a partir de la ecuación 17-22 que es $P^*/P_0 = 0.5283$.

a) La relación de contrapresión, en este caso, es

$$\frac{P_b}{P_0} = \frac{0.7 \text{ MPa}}{1.045 \text{ MPa}} = 0.670$$

la cual es mayor a la relación crítica de presión, 0.5283. Por lo tanto, la presión en el plano de salida (o presión en la garganta P_t) es igual a la contrapresión en este caso. Esto es, $P_t = P_b = 0.7$ MPa y $P_t/P_0 = 0.670$. Por lo tanto, el flujo no se bloquea. En la tabla A-32 en $P_t/P_0 = 0.670$, se puede leer $\text{Ma}_t = 0.778$ y $T_t/T_0 = 0.892$.

El flujo másico a través de la tobera puede calcularse a partir de la ecuación 17-24. Sin embargo, también puede calcularse paso a paso de la forma siguiente:

$$T_t = 0.892T_0 = 0.892(884 \text{ K}) = 788.5 \text{ K}$$

$$\rho_t = \frac{P_t}{RT_t} = \frac{700 \text{ kPa}}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(788.5 \text{ K})} = 3.093 \text{ kg/m}^3$$

$$V_t = \text{Ma}_t c_t = \text{Ma}_t \sqrt{kRT_t}$$

$$= (0.778)\sqrt{(1.4)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(788.5 \text{ K})\left(\frac{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)}$$

$$= 437.9 \text{ m/s}$$

Entonces,

$$\dot{m} = \rho_t A_t V_t = (3.093 \text{ kg/m}^3)(50 \times 10^{-4} \text{ m}^2)(437.9 \text{ m/s}) = \mathbf{6.77 \text{ kg/s}}$$

b) La relación de contrapresión es, en este caso,

$$\frac{P_b}{P_0} = \frac{0.4 \text{ MPa}}{1.045 \text{ MPa}} = 0.383$$

la cual es menor que la relación crítica de presión, 0.5283. Por lo tanto, existen condiciones sónicas en el plano de salida (la garganta) de la tobera y Ma = 1. El flujo queda ahogado en este caso, y el flujo másico a través de la tobera puede calcularse de la ecuación 17-25:

$$\dot{m} = A^* P_0 \sqrt{\frac{k}{RT_0}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/[2(k-1)]}$$

$$= (50 \times 10^{-4} \text{ m}^2)(1\,045 \text{ kPa}) \times \sqrt{\frac{1.4}{(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(884 \text{ K})}}\left(\frac{2}{1.4+1}\right)^{2.4/0.8}$$

$$= \mathbf{7.10 \text{ kg/s}}$$

puesto que $\text{kPa} \cdot \text{m}^2/\sqrt{\text{kJ/kg}} = \sqrt{1\,000}$ kg/s.

Comentario Éste es el flujo másico máximo a través de la tobera, para las condiciones de entrada especificadas y para el área de garganta de la tobera dada.

EJEMPLO 17-6 Pérdida de aire de un neumático desinflado

El aire dentro de un neumático de automóvil se mantiene a una presión de 220 kPa (manométrica), en un entorno en el que la presión atmosférica es de 94 kPa. El aire dentro del neumático está a la temperatura ambiente de 25 °C. Se produce una perforación de 4 mm de diámetro en el neumático como resultado de un accidente (Fig. 17-25). Aproximando el flujo como isentrópico, determine el flujo másico inicial de aire a través de la perforación.

Figura 17-25
Esquema para el ejemplo 17-6.

Solución Se produce una perforación en un neumático de automóvil como resultado de un accidente. Se debe determinar el flujo másico inicial a través de la perforación.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal con calores específicos constantes. **2** El flujo de aire a través de la perforación es isentrópico.

Propiedades La constante de gas específica del aire es $R = 0.287$ kPa · m³/kg · K. La relación de calores específicos del aire a temperatura ambiente interna es $k = 1.4$.

Análisis La presión absoluta en el neumático es

$$P = P_{\substack{\text{mano-}\\\text{métrica}}} + P_{\text{atm}} = 220 + 94 = 314 \text{ kPa}$$

La presión crítica es (de la tabla 17-2)

$$P^* = 0.5283P_0 = (0.5283)(314 \text{ kPa}) = 166 \text{ kPa} > 94 \text{ kPa}$$

Por lo tanto, el flujo se ahoga, y la velocidad a la salida de la perforación es la velocidad sónica. Entonces, las propiedades del flujo a la salida se vuelven

$$\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0} = \frac{314 \text{ kPa}}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(298 \text{ K})} = 3.671 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho^* = \rho\left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)} = (3.671 \text{ kg/m}^3)\left(\frac{2}{1.4+1}\right)^{1/(1.4-1)} = 2.327 \text{ kg/m}^3$$

$$T^* = \frac{2}{k+1}T_0 = \frac{2}{1.4+1}(298 \text{ K}) = 248.3 \text{ K}$$

$$V = c = \sqrt{kRT^*} = \sqrt{(1.4)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})\left(\frac{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)(248.3 \text{ K})}$$

$$= 315.9 \text{ m/s}$$

Entonces, el flujo másico inicial a través del agujero es

$$\dot{m} = \rho AV = (2.327 \text{ kg/m}^3)[\pi(0.004 \text{ m})^2/4](315.9 \text{ m/s}) = 0.00924 \text{ kg/s}$$

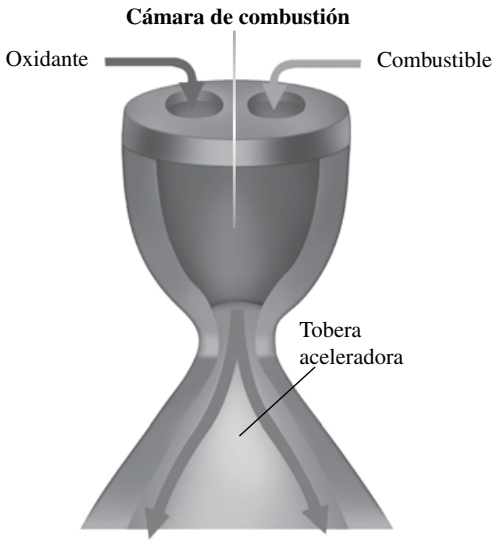
$$= \mathbf{0.554 \text{ kg/min}}$$

Comentario El flujo másico disminuye con el tiempo al caer la presión dentro del neumático.

Toberas convergentes-divergentes

Cuando se piensa en toberas, normalmente se piensa en pasajes de flujo cuya sección transversal disminuye en la dirección del flujo. Sin embargo, la velocidad más alta a la que un fluido puede acelerarse en una tobera convergente está limitada a la velocidad sónica (Ma = 1), la cual ocurre en el plano de salida (garganta) de la tobera. Es posible lograr la aceleración de un fluido a velocidades supersónicas (Ma > 1) solamente conectando una sección de flujo divergente a la tobera subsónica en la garganta. La sección combinada de flujo que resulta es una tobera convergente-divergente, la cual forma parte del equipo estándar en los aviones supersónicos y en los cohetes de propulsión (Fig. 17-26).

Forzar el paso de un fluido a través de una tobera convergente-divergente no garantiza que el fluido se acelerará a una velocidad supersónica. De hecho, el fluido puede desacelerarse en la sección divergente en lugar de acelerarse, si es que la contrapresión no se encuentra en el intervalo correcto. El estado del flujo de la tobera está determinado por la razón de presiones



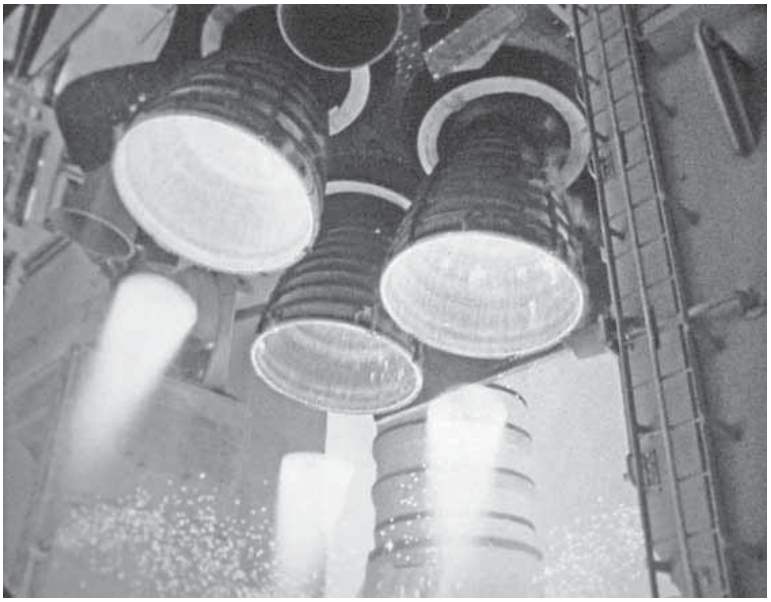


Figura 17-26

Las toberas convergentes-divergentes se utilizan a menudo en los motores de cohetes a fin de proporcionar un gran empuje ascendente.

(*Derecha*) *NASA*

P_b /P_0. Por ende, para condiciones de entrada determinadas, el flujo a través de la tobera convergente-divergente está gobernado por la contrapresión P_b, como se explicará a continuación.

Considere la tobera convergente-divergente que se muestra en la figura 17-27. Un fluido ingresa a la tobera con una velocidad baja a la presión de estancamiento P_0. Cuando $P_b = P_0$ (caso *A*), no habrá flujo a través de la tobera. Lo anterior ya se esperaba, dado que el flujo en la tobera es controlado por la diferencia de presiones entre la entrada y la salida de la tobera. Ahora se estudiará qué pasa a medida que la contrapresión disminuye.

1. Cuando $P_0 > P_b > P_C$, el flujo permanece subsónico a través de la tobera y el flujo másico es menor que el correspondiente para flujo bloqueado. La velocidad del flujo aumenta en la primera sección (convergente) y alcanza un valor máximo en la garganta (a pesar de que Ma es menor que uno, Ma < 1). Sin embargo, la mayor parte de la ganancia en velocidad se pierde en la segunda sección (divergente) de la tobera, la cual actúa como un difusor. La presión disminuye en la sección convergente, alcanza un valor mínimo en la garganta y aumenta en la sección divergente a expensas de la velocidad.
2. Cuando $P_b = P_C$, la presión en la garganta es P^* y el fluido alcanza la velocidad sónica en la garganta. Sin embargo, la sección divergente de la tobera aún trabaja como un difusor, reduciendo el fluido a velocidades subsónicas. El flujo másico que aumentaba al disminuir P_b alcanza su valor máximo. Recuerde que P^* es la presión más baja que puede obtenerse en la garganta y que la velocidad sónica es la velocidad más alta que puede alcanzarse en la tobera convergente. Por lo tanto, una mayor disminución del valor de P_b no tiene influencia sobre el flujo del fluido en la parte convergente de la tobera, o en el flujo másico a través de la

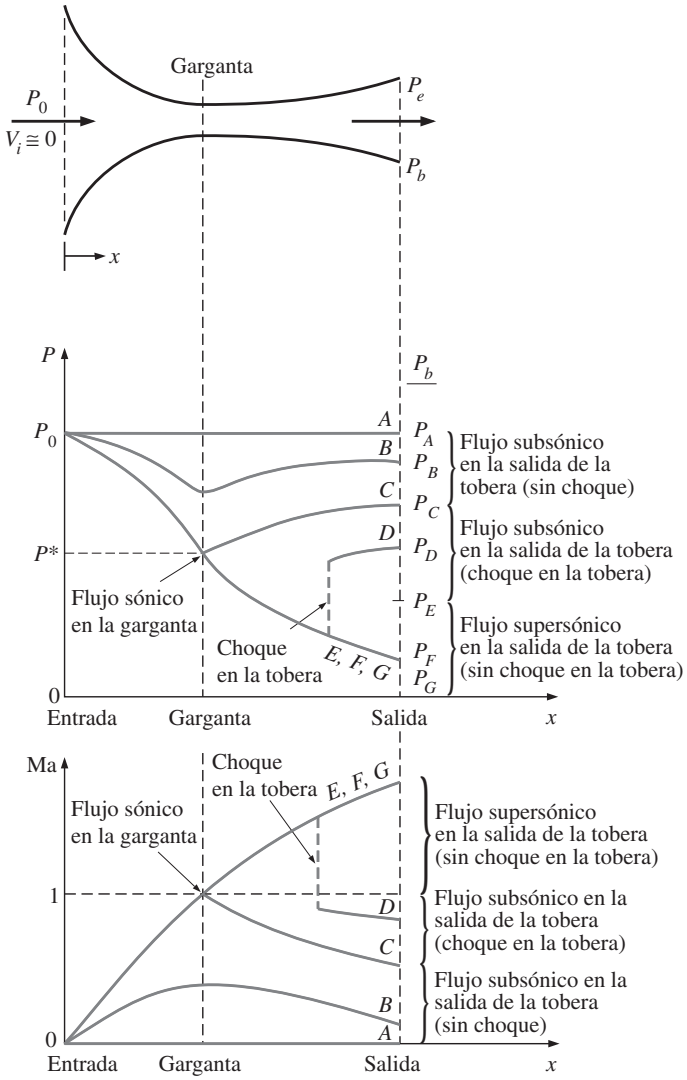


Figura 17-27
Los efectos de la contrapresión en el flujo a través de una tobera convergente-divergente.

tobera. Sin embargo, esto sí influye en el carácter del flujo en la sección divergente.

3. Cuando $P_C > P_b > P_E$, el fluido que alcanza una velocidad sónica en la garganta continúa acelerándose a velocidades supersónicas en la sección divergente a medida que la presión disminuye. Sin embargo, esta aceleración se detiene de forma repentina a medida que se produce un **choque normal** en una sección entre la garganta y el plano de salida, lo que provoca una caída repentina en la velocidad a niveles subsónicos y un incremento repentino en la presión. A partir de ahí, el fluido continúa desacelerándose más en la parte restante de la tobera convergente-divergente. El proceso en el flujo que pasa a través del choque es altamente irreversible y, por ello, no puede considerarse como isentrópico. El choque normal se mueve alejándose de la garganta a medida que P_b disminuye y se aproxima al plano de salida de la tobera conforme P_b se aproxima a P_E.

Cuando $P_b = P_E$ se forma el choque normal en el plano de salida de la tobera. El flujo es supersónico a través de toda la sección divergente en este caso, y puede modelarse como un flujo isentrópico. Sin embargo, la velocidad del fluido disminuye a niveles subsónicos justo antes de

abandonar la tobera, a medida que cruza el choque normal. En la sección 17-5 se estudian las ondas de choque normales.

4. Cuando $P_E > P_b > 0$, el flujo en la sección divergente es supersónico, y el fluido se expande a un valor de P_F a la salida de la tobera sin la formación de algún choque normal dentro de la tobera. Por lo tanto, el flujo a través de la tobera puede modelarse como un flujo isentrópico. Cuando $P_b = P_F$, no se presentan choques dentro o fuera de la tobera. Cuando $P_b < P_F$, ondas de expansión y de mezclado irreversibles ocurren corriente abajo del plano de salida de la tobera. Sin embargo, cuando $P_b > P_F$, la presión del fluido aumenta de P_F a P_b en forma irreversible en la estela a la salida de la tobera, creando lo que se llama *choques oblicuos*.

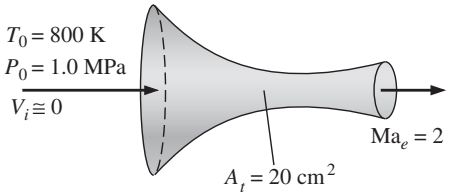


Figura 17-28
Esquema del ejemplo 17-7.

EJEMPLO 17-7 Flujo de aire a través de una tobera convergente-divergente

A la tobera convergente-divergente que se muestra en la figura 17-28, ingresa aire a 1.0 MPa y 800 K con una velocidad insignificante. El flujo es estacionario, unidimensional e isentrópico con $k = 1.4$. Para un número de Mach a la salida de Ma = 2 y una sección transversal de garganta de 20 cm^2, determine *a*) las condiciones en la garganta, *b*) las condiciones en el plano de salida, incluyendo el área de salida y *c*) el flujo másico a través de la tobera.

Solución A través de la tobera convergente-divergente fluye aire. Se determinarán las condiciones en la garganta y en la salida así como el flujo másico.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal con calores específicos constantes a temperatura ambiente. **2** El flujo a través de la tobera es estacionario, unidimensional e isentrópico.

Propiedades La razón de calores específicos del aire está dada por $k = 1.4$. La constante del gas de aire es 0.287 kJ/kg · K.

Análisis El número de Mach a la salida es igual a 2. Por lo tanto, el flujo debe ser sónico en la garganta y supersónico en la sección divergente de la tobera. Debido a que la velocidad a la entrada es insignificante, la presión y temperatura de estancamiento son iguales a las de la entrada, $P_0 = 1.0$ MPa y $T_0 = 800$ K. La densidad de estancamiento es

$$\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0} = \frac{1\,000\ \text{kPa}}{(0.287\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(800\ \text{K})} = 4.355\ \text{kg/m}^3$$

a) En la garganta de la tobera Ma = 1, y a partir de la tabla A-32, se puede leer

$$\frac{P^*}{P_0} = 0.5283 \qquad \frac{T^*}{T_0} = 0.8333 \qquad \frac{\rho^*}{\rho_0} = 0.6339$$

Por lo tanto,

$$P^* = 0.5283P_0 = (0.5283)(1.0\ \text{MPa}) = \mathbf{0.5283\ MPa}$$
$$T^* = 0.8333T_0 = (0.8333)(800\ \text{K}) = \mathbf{666.6\ K}$$
$$\rho^* = 0.6339\rho_0 = (0.6339)(4.355\ \text{kg/m}^3) = \mathbf{2.761\ kg/m^3}$$

Asimismo,

$$V^* = c^* = \sqrt{kRT^*} = \sqrt{(1.4)(0.287\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K})(666.6\ \text{K})\left(\frac{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)}$$
$$= \mathbf{517.5\ m/s}$$

b) Puesto que el flujo es isentrópico, las propiedades en el plano de salida pueden calcularse también utilizando datos de la tabla A-32. Para Ma = 2, se puede leer

$$\frac{P_e}{P_0} = 0.1278 \quad \frac{T_e}{T_0} = 0.5556 \quad \frac{\rho_e}{\rho_0} = 0.2300 \quad \text{Ma}_t^* = 1.6330 \quad \frac{A_e}{A^*} = 1.6875$$

Por lo tanto,

$$P_e = 0.1278P_0 = (0.1278)(10 \text{ MPa}) = \mathbf{0.1278 \text{ MPa}}$$

$$T_e = 0.5556T_0 = (0.5556)(800 \text{ K}) = \mathbf{444.5 \text{ K}}$$

$$\rho_e = 0.2300\rho_0 = (0.2300)(4.355 \text{ kg/m}^3) = \mathbf{1.002 \text{ kg/m}^3}$$

$$A_e = 1.6875A^* = (1.6875)(20 \text{ cm}^2) = \mathbf{33.75 \text{ cm}^2}$$

y

$$V_e = \text{Ma}_e{}^*c^* = (1.6330)(517.5 \text{ m/s}) = \mathbf{845.1 \text{ m/s}}$$

La velocidad a la salida de la tobera pudo haberse determinado también a partir de $V_e = \text{Ma}_e c_e$, donde c_e es la velocidad del sonido en las condiciones de salida:

$$V_e = \text{Ma}_e c_e = \text{Ma}_e\sqrt{kRT_e} = 2\sqrt{(1.4)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(444.5 \text{ K})\left(\frac{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)}$$

$$= 845.2 \text{ m/s}$$

c) Dado que el flujo es estacionario, el flujo másico del fluido es el mismo en todas las secciones de la tobera. Por lo tanto, puede calcularse utilizando las propiedades en cualquier sección transversal de la tobera. Al aplicar las propiedades de la garganta, se puede ver que el flujo másico es

$$\dot{m} = \rho^* A^* V^* = (2.761 \text{ kg/m}^3)(20 \times 10^{-4} \text{ m}^2)(517.5 \text{ m/s}) = \mathbf{2.86 \text{ kg/s}}$$

Comentario Observe que éste es el flujo másico más alto que puede fluir a través de la tobera para las condiciones de entrada especificadas.

17-5 ▪ Ondas de choque y ondas de expansión

Se ha visto que las ondas de sonido se generan por disturbios infinitamente pequeños de presión y que viajan a través de un medio a la velocidad del sonido. Así también, se ha determinado en el presente capítulo que para algunos valores de la contrapresión, se presentan, en condiciones de flujo supersónico, cambios abruptos en las propiedades del fluido en un tramo de espesor extremadamente pequeño de una tobera convergente-divergente, creándose una **onda de choque**. Es interesante estudiar las condiciones bajo las cuales se desarrollan las ondas de choque y cómo afectan al flujo.

Choques normales

En primer lugar, se consideran las ondas de choque que se presentan en un plano normal a la dirección del flujo, llamadas **ondas de choque normales**. El proceso del flujo a través de una onda de choque es significativamente irreversible y *no puede* considerarse isentrópico.

Después, se siguen los pasos de Pierre Laplace (1749-1827), G. F. Bernhard Riemann (1826-1866), William Rankine (1820-1872), Pierre Henry Hugoniot (1851-1887), Lord Rayleigh (1842-1919) y G. I. Taylor (1886-1975) y se

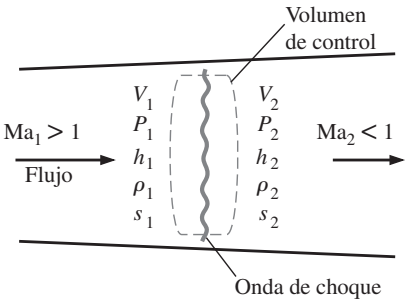


Figura 17-29

Volumen de control para el flujo que sufre de una onda de choque normal.

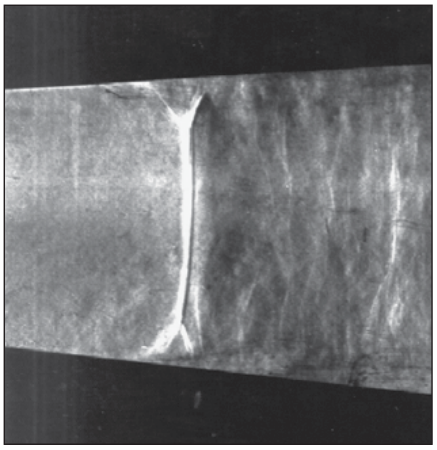


Figura 17-30

Imagen de Schlieren (estiograma) de un choque normal en una tobera de Laval. El número de Mach corriente arriba en la tobera (a la izquierda de la onda de choque) es de aproximadamente 1.3. Las capas límite distorsionan la forma del choque normal en la cercanía de las paredes y se produce la separación del flujo corriente abajo del choque.

Fotografía de G. S. Settles, Gas Dynamics Lab, Penn State University. Utilizada con autorización.

desarrollan relaciones para las propiedades del flujo antes y después del choque. Lo anterior se lleva a cabo aplicando las ecuaciones de la conservación de la masa, de la cantidad de movimiento y de la energía, así como algunas relaciones de propiedades, a un volumen de control en reposo que contenga al choque, como se muestra en la figura 17-29. Las ondas de choque normales son extremadamente angostas, por lo que las áreas del flujo a la entrada y a la salida del volumen de control son aproximadamente iguales (Fig. 17-30).

Se supone que se trata de un flujo estacionario en el cual no existen interacciones de calor y de trabajo, ni cambios en la energía potencial. Al designar las propiedades corriente arriba del choque con el subíndice 1 y aquellas corriente abajo con el subíndice 2, se tiene lo siguiente:

Conservación de la masa:
$$\rho_1 A V_1 = \rho_2 A V_2 \tag{17-29}$$

o

$$\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2$$

Conservación de energía:
$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \tag{17-30}$$

o

$$h_{01} = h_{02} \tag{17-31}$$

Conservación del momento (cantidad del movimiento): Al retomar la ecuación 17-14 e integrando a

$$A(P_1 - P_2) = \dot{m}(V_2 - V_1) \tag{17-32}$$

Incremento de la entropía:
$$s_2 - s_1 \geq 0 \tag{17-33}$$

Es posible combinar las ecuaciones de la conservación de la masa y la energía en una sola ecuación y graficarla en un diagrama *h-s*, utilizando las ecuaciones de propiedades. A la curva resultante se le conoce con el nombre de **línea de Fanno**, y es el lugar geométrico que forman los estados que tienen el mismo valor de entalpía de estancamiento y flujo de masa por unidad de área del flujo. De la misma forma, combinando las ecuaciones de conservación de la masa y de la cantidad de movimiento en una sola ecuación y graficándola en un diagrama *h-s* se obtiene una curva llamada **línea de Rayleigh**. Ambas líneas se muestran en el diagrama *h-s* de la figura 17-31. Como se demostrará luego en el ejemplo 17-8, los puntos de máxima entropía sobre estas líneas (puntos *a* y *b*) corresponden a Ma = 1. El estado en la parte superior de cada curva es subsónico, mientras que en la parte inferior es supersónico.

Las líneas de Fanno y Rayleigh se intersecan en dos puntos (puntos 1 y 2), que representan los dos estados en los que se satisfacen las tres ecuaciones de conservación. Uno de éstos (el estado 1) corresponde al estado antes del choque, y el otro (el estado 2) corresponde al estado después del choque. Observe que el flujo es supersónico antes del choque, y subsónico después. Por lo tanto, el flujo debe cambiar de supersónico a subsónico si ocurre un choque. Entre mayor es el número de Mach antes del choque, más fuerte es el choque. En el caso límite de Ma = 1, la onda de choque se convertirá, simplemente, en una onda sonora. Observe en la figura 17-31 que $s_2 > s_1$. Se esperaba este resultado puesto que el flujo a través del choque es adiabático pero irreversible.

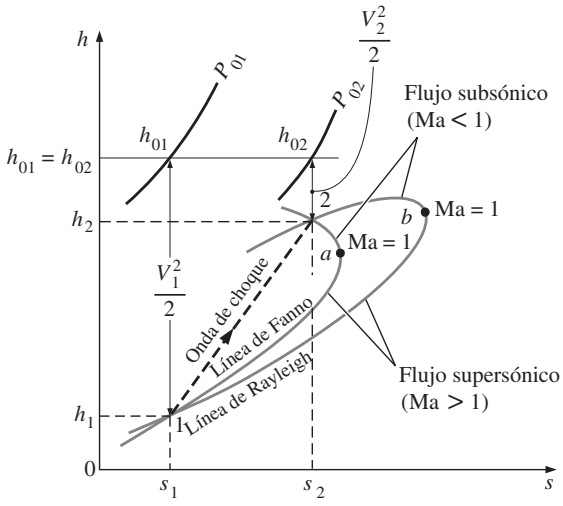


Figura 17-31

El diagrama *h-s* para flujo que sufre un choque normal.

El principio de la conservación de la energía (Ec. 17-31) requiere que la entalpía de estancamiento permanezca constante en el choque; $h_{01} = h_{02}$. Para gases ideales, $h = h(T)$, y por lo tanto,

$$T_{01} = T_{02} \tag{17-34}$$

Esto es, la temperatura de estancamiento de un gas ideal también permanece constante en el choque. Sin embargo, se puede observar que la presión de estancamiento disminuye en el choque debido a las irreversibilidades, mientras que la temperatura ordinaria (estática) se eleva drásticamente debido a la conversión de energía cinética en entalpía, ocasionada por una caída significativa en la velocidad del fluido (véase Fig. 17-32).

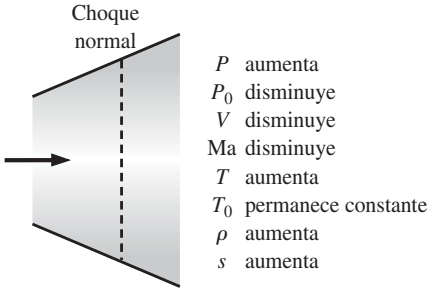


Figura 17-32

Variación de las propiedades de flujo en un choque normal en un gas ideal.

A continuación se desarrollan ecuaciones entre las diferentes propiedades antes y después del choque para un gas ideal con calores específicos constantes. Así se obtiene una ecuación para la relación de las temperaturas estáticas T_2/T_1, al aplicar la ecuación 17-18 dos veces:

$$\frac{T_{01}}{T_1} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}_1^2 \quad \text{y} \quad \frac{T_{02}}{T_2} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}_2^2$$

Al dividir la primera ecuación entre la segunda, y observando que $T_{01} = T_{02}$, se obtiene

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 + \text{Ma}_1^2(k-1)/2}{1 + \text{Ma}_2^2(k-1)/2} \tag{17-35}$$

A partir de la ecuación de estado de un gas ideal,

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad \text{y} \quad \rho_2 = \frac{P_2}{RT_2}$$

Al sustituir estas ecuaciones en la ecuación de la conservación de la masa $\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2$ y observando que $\text{Ma} = V/c$ y $c = \sqrt{kRT}$, se tiene

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} = \frac{P_2 \text{Ma}_2 c_2}{P_1 \text{Ma}_1 c_1} = \frac{P_2 \text{Ma}_2 \sqrt{T_2}}{P_1 \text{Ma}_1 \sqrt{T_1}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 \left(\frac{\text{Ma}_2}{\text{Ma}_1}\right)^2 \tag{17-36}$$

Al combinar las ecuaciones 17-35 y 17-36 se obtiene la relación de presiones después y antes del choque:

Línea de Fanno:
$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\text{Ma}_1\sqrt{1 + \text{Ma}_1^2(k-1)/2}}{\text{Ma}_2\sqrt{1 + \text{Ma}_2^2(k-1)/2}} \tag{17-37}$$

La ecuación 17-37 es una combinación de las ecuaciones de conservación de la masa y la energía; por lo tanto, es también la ecuación de la línea de Fanno para un gas ideal con calores específicos constantes. Se puede obtener una relación similar para la línea de Rayleigh al combinar las ecuaciones de conservación de la masa y de la conservación de la cantidad de movimiento. A partir de la ecuación 17-32, se obtiene

$$P_1 - P_2 = \frac{\dot{m}}{A}(V_2 - V_1) = \rho_2 V_2^2 - \rho_1 V_1^2$$

Sin embargo,

$$\rho V^2 = \left(\frac{P}{RT}\right)(\text{Ma}c)^2 = \left(\frac{P}{RT}\right)(\text{Ma}\sqrt{kRT})^2 = Pk\text{Ma}^2$$

Por lo tanto,

$$P_1(1 + k\text{Ma}_1^2) = P_2(1 + k\text{Ma}_2^2)$$

o

Línea de Rayleigh:
$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1 + k\text{Ma}_1^2}{1 + k\text{Ma}_2^2} \tag{17-38}$$

Al combinar las ecuaciones 17-37 y 17-38, se obtiene

$$\text{Ma}_2^2 = \frac{\text{Ma}_1^2 + 2/(k-1)}{2\text{Ma}_1^2 k/(k-1) - 1} \tag{17-39}$$

Esto representa las intersecciones de las líneas de Fanno y Rayleigh, y relaciona el número de Mach corriente arriba del choque con el número de Mach corriente abajo del choque.

La ocurrencia de las ondas de choque no se limita sólo a toberas supersónicas. Este fenómeno también se observa a la entrada del motor de un avión supersónico, donde el aire pasa a través de un choque y se desacelera hasta velocidades subsónicas aun antes de ingresar al difusor del motor (Fig. 17-33). Las explosiones también producen choques normales, esféricos y expansivos, muy potentes, los cuales pueden ser muy destructivos (Fig. 17-34).

En la tabla A-33 se enlistan diferentes razones de propiedades de flujo en el choque para un gas ideal con $k = 1.4$. La inspección de esta tabla revela que Ma_2 (el número de Mach después del choque) es siempre menor a 1, y que entre mayor sea el número de Mach supersónico antes del choque, es menor el número de Mach subsónico después del choque. Asimismo, se puede observar que la presión, la temperatura y la densidad estáticas aumentan después del choque, mientras que la presión de estancamiento disminuye.

El cambio de entropía a través del choque se obtiene aplicando la ecuación para el cambio de entropía de un gas ideal a lo largo del proceso de choque:

$$s_2 - s_1 = c_p \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{P_2}{P_1} \tag{17-40}$$

Figura 17-33
La toma de aire de un jet de combate supersónico se diseña de manera que una onda de choque a la entrada desacelera el aire a velocidades subsónicas, aumentando la presión y la temperatura del aire antes de que entre al motor.

© *StockTrek/Getty RF*

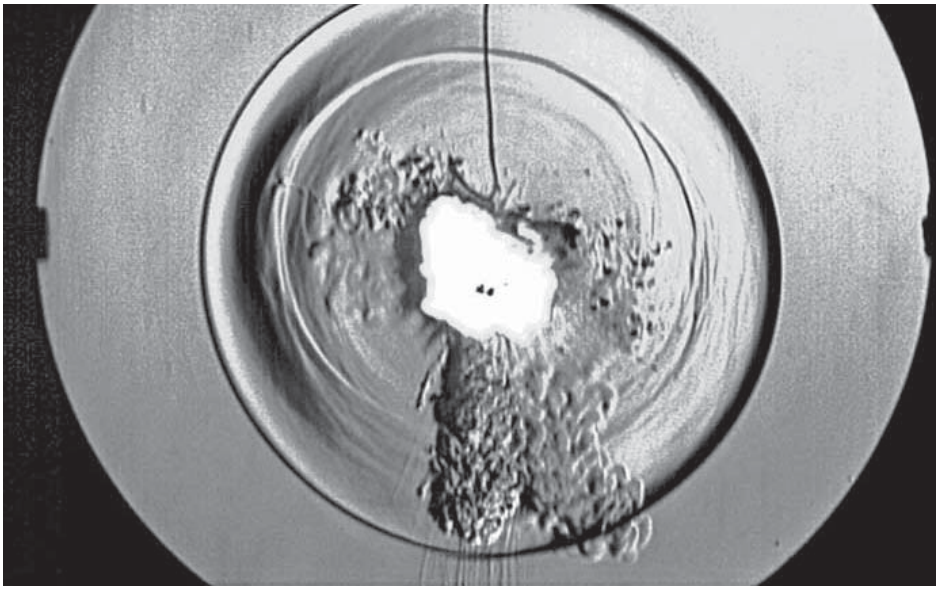


Figura 17-34

Imagen de Schlieren de la onda de choque (choque normal esférico expansivo) producida por la explosión de un fuego pirotécnico. El choque se expande radialmente hacia fuera en todas direcciones, a una velocidad supersónica que disminuye con el radio desde el centro de la explosión. El micrófono registra el cambio repentino en la presión de la onda de choque que pasa y dispara, para unos microsegundos, la lámpara del *flash* que graba la imagen sobre la placa fotográfica.

Fotografía de G.S. Settles, Gas Dynamics Lab, Penn State University. Utilizado con autorización.

que puede expresarse en términos de k, R y Ma_1, utilizando las ecuaciones desarrolladas anteriormente en esta sección. En la figura 17-35 se muestra una gráfica del cambio de entropía adimensional en el choque normal $(s_2 - s_1)/R$ contra Ma_1. Puesto que el proceso que sufre el flujo en el choque es adiabático e irreversible, la segunda ley de la termodinámica requiere que la entropía se incremente debido a la onda de choque. Así, una onda de choque no puede existir para valores de Ma_1 menores a la unidad, donde el cambio de entropía tuviera que ser negativo. Para flujos adiabáticos, las ondas de choque solamente pueden existir en flujos supersónicos, $\text{Ma}_1 > 1$.

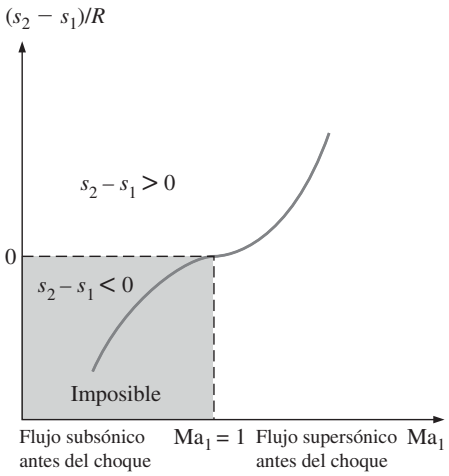


Figura 17-35

Cambio en la entropía a través de un choque normal.

EJEMPLO 17-8 El punto de máxima entropía sobre la línea de Fanno

Demuestre que el punto de máxima entropía sobre la línea de Fanno (punto *a* en la figura 17-31) para el flujo estacionario adiabático de un fluido en un ducto, corresponde a la velocidad sónica, con $\text{Ma} = 1$.

Solución Se demostrará que el punto de máxima entropía sobre la línea de Fanno para el flujo adiabático estacionario corresponde a la velocidad sónica.
Suposición El flujo es estacionario, adiabático y unidimensional.
Análisis En ausencia de cualquier interacción de calor y trabajo, así como de cambios en la energía potencial, la ecuación de energía para flujo estacionario se reduce a

$$h + \frac{V^2}{2} = \text{constante}$$

Al derivar se obtiene

$$dh + V\,dV = 0$$

Para un choque muy angosto con un cambio insignificante en el área transversal del ducto en el choque, la ecuación de continuidad (conservación de la masa) para flujo estacionario, puede expresarse como

$$\rho V = \text{constante}$$

Al derivar se obtiene

$$\rho\, dV + V\, d\rho = 0$$

Al despejar dV se obtiene

$$dV = -V\,\frac{d\rho}{\rho}$$

Al combinar esta ecuación con la de energía, se tiene

$$dh - V^2\,\frac{d\rho}{\rho} = 0$$

que es la ecuación de la línea de Fanno en forma diferencial. En el punto *a* (el punto de máxima entropía), $ds = 0$. Luego, a partir de la segunda ecuación para $T\,ds$ ($T\,ds = dh - v\,dP$), se obtiene $dh = v\,dP = dP/\rho$. Al sustituir se obtiene

$$\frac{dP}{\rho} - V^2\,\frac{d\rho}{\rho} = 0 \qquad \text{a } s = \text{constante}$$

Al despejar V se tiene

$$V = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s^{1/2}$$

que es la ecuación para la velocidad del sonido, ecuación 17-9. Así $V = c$ y la demostración está completa.

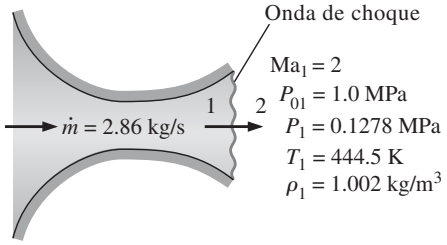


Figura 17-36
Esquema del ejemplo 17-9.

EJEMPLO 17-9 Onda de choque en una tobera convergente-divergente

Si el aire que fluye a través de la tobera convergente-divergente del ejemplo 17-7 experimenta una onda de choque normal en el plano de salida de la tobera (Fig. 17-36), determine lo siguiente después del choque: *a*) la presión de estancamiento, la presión estática, la temperatura estática y la densidad estática; *b*) el cambio de entropía a través del choque; *c*) la velocidad de salida, y *d*) el flujo másico a través de la tobera. Suponga un flujo isentrópico, unidimensional y estacionario, con un valor de $k = 1.4$ desde la entrada a la tobera hasta el punto donde se produce el choque.

Solución El aire que fluye a través de una tobera convergente-divergente experimenta un choque normal a la salida. Se determinará el efecto de la onda de choque sobre diferentes propiedades.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal con calores específicos constantes a temperatura ambiente. **2** El flujo a través de la tobera es estacionario, unidimensional e isentrópico antes de que ocurra el choque. **3** El choque ocurre en el plano de salida.

Propiedades El calor específico a presión constante y la razón de calores específicos del aire son $c_p = 1.005$ kJ/kg · K y $k = 1.4$. La constante del gas de aire es 0.287 kJ/kg · K.

Análisis *a*) Las propiedades del fluido a la salida de la tobera justo antes del choque (identificadas con el subíndice 1) son las que se evaluaron en el ejemplo 17-7 a la salida de la tobera, esto es:

$$P_{01} = 1.0 \text{ MPa} \quad P_1 = 0.1278 \text{ MPa} \quad T_1 = 444.5 \text{ K} \quad \rho_1 = 1.002 \text{ kg/m}^3$$

Las propiedades del fluido después del choque (identificadas con el subíndice 2) están relacionadas con las propiedades antes del choque por medio de las funciones enlistadas en la tabla A-33. Para $\text{Ma}_1 = 2.0$, se puede leer

$$\text{Ma}_2 = 0.5774 \quad \frac{P_{02}}{P_{01}} = 0.7209 \quad \frac{P_2}{P_1} = 4.5000 \quad \frac{T_2}{T_1} = 1.6875 \quad \frac{\rho_2}{\rho_1} = 2.6667$$

Entonces, la presión de estancamiento P_{02}, la presión estática P_2, la temperatura estática T_2 y la densidad estática ρ_2 después del choque son

$$P_{02} = 0.7209P_{01} = (0.7209)(1.0 \text{ MPa}) = \mathbf{0.721 \text{ MPa}}$$
$$P_2 = 4.5000P_1 = (4.5000)(0.1278 \text{ MPa}) = \mathbf{0.575 \text{ MPa}}$$
$$T_2 = 1.6875T_1 = (1.6875)(444.5 \text{ K}) = \mathbf{750 \text{ K}}$$
$$\rho_2 = 2.6667\rho_1 = (2.6667)(1.002 \text{ kg/m}^3) = \mathbf{2.67 \text{ kg/m}^3}$$

b) El cambio de entropía a través del choque es

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln(1.6875) - (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln(4.5000) \\ &= \mathbf{0.0942 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

Por lo tanto, la entropía del aire aumenta a medida que experimenta un choque normal, el cual es altamente irreversible.

c) La velocidad del aire luego del choque puede determinarse a partir de $V_2 = \text{Ma}_2 c_2$, donde c_2 es la velocidad del sonido a las condiciones de salida después del choque:

$$\begin{aligned} V_2 &= \text{Ma}_2 c_2 = \text{Ma}_2 \sqrt{kRT_2} \\ &= (0.5774) \sqrt{(1.4)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(750 \text{ K}) \left(\frac{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}} \right)} \\ &= \mathbf{317 \text{ m/s}} \end{aligned}$$

d) El flujo másico a través de una tobera convergente-divergente, con condiciones sónicas en la garganta, no es afectada por la presencia de ondas de choque en la tobera. Por lo tanto, el flujo másico en este caso es el mismo que se determinó en el ejemplo 17-7:

$$\dot{m} = \mathbf{2.86 \text{ kg/s}}$$

Comentario Este resultado puede verificarse fácilmente utilizando los valores de las propiedades a la salida de la tobera después del choque que ocurra a cualquier número de Mach significativamente mayor que la unidad.

El ejemplo 17-9 muestra que la presión de estancamiento y la velocidad disminuyen, mientras que la presión estática, la temperatura, la densidad y la entropía aumentan en el choque (Fig. 17-37). El aumento en la temperatura del fluido corriente abajo de una onda de choque representa una gran preocupación para el ingeniero aeroespacial, ya que genera problemas de transferencia de calor en los bordes delanteros de las alas y en los conos de la nariz de las naves que reingresan del espacio y en los aviones espaciales hipersónicos diseñados recientemente. De hecho, el sobrecalentamiento fue lo que provocó el trágico accidente del transbordador espacial *Columbia* en febrero de 2003 en el momento de reingresar a la atmósfera terrestre.

Figura 17-37

Cuando un domador de leones hace restallar su látigo, se forma una onda de choque débil cerca de la punta, y esta onda se difunde radialmente; la presión dentro de la onda de choque en expansión es mayor que la presión del aire ambiente, y esto es lo que causa el chasquido al llegar la onda de choque al oído del león.

© *Joshua Ets-Hokin/Getty RF*

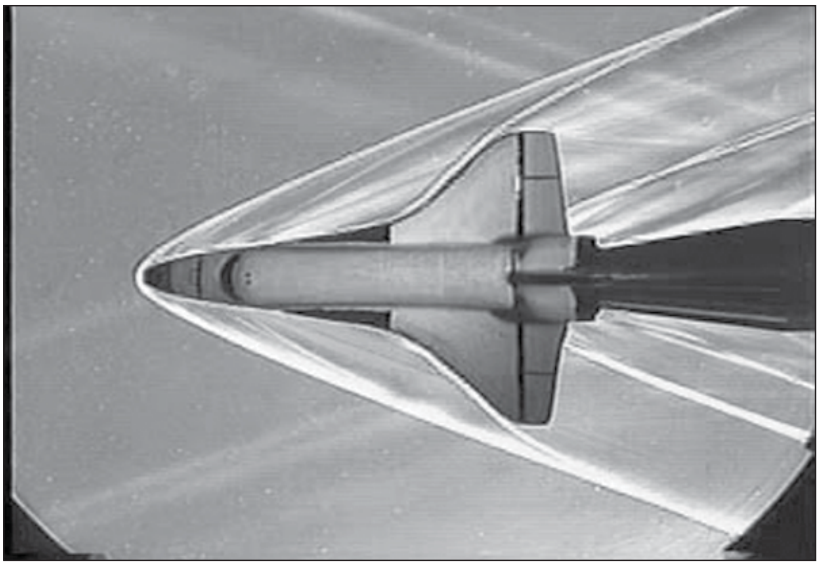


Figura 17-38

Imagen de Schlieren de un modelo pequeño del transbordador espacial *Orbiter* que es probado a una velocidad de Mach 3 en el túnel de viento supersónico del laboratorio Penn State Gas Dynamics. Algunos *choques oblicuos* se pueden observar en el aire que rodea a la nave.

Fotografía de G. S. Settles, Gas Dynamics Lab, Penn State University. Utilizado con autorización.

Choques oblicuos

No todas las ondas de choque son choques normales (perpendiculares a la dirección del flujo). Por ejemplo, cuando el transbordador espacial vuela a velocidades supersónicas a través de la atmósfera terrestre, genera un complicado patrón de choques que consiste en ondas de choque inclinadas llamadas **choques oblicuos** (Fig. 17-38). Según se puede observar, algunas partes del choque oblicuo están curvadas, mientras que otras son rectas.

Primero, considere los choques oblicuos rectos, como aquellos que se generan cuando un flujo uniforme supersónico ($Ma_1 > 1$) incide sobre una cuña delgada bidimensional la mitad de cuyo ángulo es δ (Fig. 17-39). Puesto que la información con respecto a la cuña no puede viajar corriente arriba en un flujo supersónico, el fluido "no sabe" nada con respecto a la cuña hasta que impacta en la nariz. Justo en ese punto, debido a que no puede fluir *a través* de la cuña, el fluido de repente gira a un ángulo llamado **ángulo de giro** o **ángulo de deflexión** θ. El resultado es una onda de choque oblicuo recta, alineada con el **ángulo de choque** o **el ángulo de onda** β, medido con relación al flujo entrante (Fig. 17-40). Para conservar la masa, es obvio que β debe ser mayor que δ. Considerando que el número de Reynolds para flujos supersónicos es típicamente grande, la capa límite que crece a lo largo de la cuña resulta muy angosta, por lo que sus efectos son insignificantes. Por lo tanto, el flujo gira en el mismo ángulo que la cuña; es decir, el ángulo de deflexión θ es igual al ángulo de la cuña δ. Si se toma en cuenta el efecto del espesor de desplazamiento de la capa límite, el ángulo de deflexión θ del choque oblicuo se vuelve ligeramente mayor que el ángulo de la cuña δ.

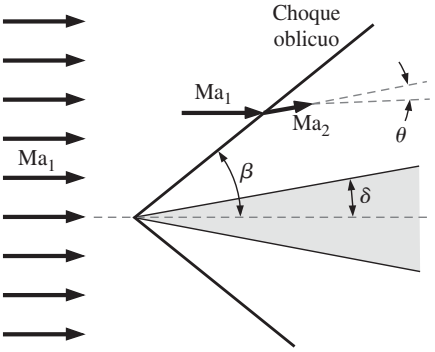


Figura 17-39

Un choque oblicuo con un *ángulo de choque* β formado por una cuña bidimensional delgada la mitad de cuyo ángulo es igual a δ. El flujo es desviado a un *ángulo de deflexión* θ corriente abajo del choque, y el número de Mach disminuye en el choque.

Al igual que sucede en los choques normales, el número de Mach disminuye en el choque oblicuo y los choques oblicuos se presentan solamente si el flujo corriente arriba es supersónico. Sin embargo, a diferencia de los choques normales, en los que el número de Mach corriente abajo es siempre subsónico, el Ma_2 corriente abajo de un choque oblicuo puede ser subsónico, sónico o supersónico, dependiendo del número de Mach Ma_1 corriente arriba y del ángulo de giro.

En la figura 17-40 se analiza un choque oblicuo recto descomponiendo los vectores de velocidad corriente arriba y corriente abajo del choque en sus componentes normales y tangenciales, y al considerar un pequeño volumen de control alrededor del choque. Corriente arriba del choque, todas las propieda-

des del fluido (velocidad, densidad, presión, etc.) a lo largo de la cara inferior izquierda del volumen de control, son idénticas a las de la cara superior derecha. Lo mismo ocurre corriente abajo del choque. Por lo tanto, los flujos másicos que ingresan y salen por esas dos caras se cancelan entre sí, y la conservación de la masa se reduce a

$$\rho_1 V_{1,n} A = \rho_2 V_{2,n} A \;\rightarrow\; \rho_1 V_{1,n} = \rho_2 V_{2,n} \tag{17-41}$$

donde A es el área de la superficie de control paralela al choque. Puesto que A es la misma en ambos lados del choque, se ha eliminado en la ecuación 17-41.

Como era de esperarse, la componente tangencial de la velocidad (paralela al choque oblicuo) no cambia a lo largo del choque (es decir, $V_{1,t} = V_{2,t}$). Esto se demuestra fácilmente aplicando la ecuación de la cantidad de movimiento tangencial al volumen de control.

Cuando se aplica la conservación de la cantidad de movimiento en la dirección *normal* al choque oblicuo, las únicas fuerzas son las de presión, y se obtiene

$$P_1 A - P_2 A = \rho V_{2,n} A V_{2,n} - \rho V_{1,n} A V_{1,n} \;\rightarrow\; P_1 - P_2 = \rho_2 V_{2,n}^2 - \rho_1 V_{1,n}^2 \tag{17-42}$$

Por último, dado que no existe ningún trabajo realizado por el volumen de control, ni transferencia de calor hacia adentro o hacia afuera del mismo, la entalpía de estancamiento *no* cambia a lo largo del choque oblicuo, y el principio de conservación de la energía resulta

$$h_{01} = h_{02} = h_0 \;\rightarrow\; h_1 + \frac{1}{2}V_{1,n}^2 + \frac{1}{2}V_{1,t}^2 = h_2 + \frac{1}{2}V_{2,n}^2 + \frac{1}{2}V_{2,t}^2$$

Sin embargo, ya que $V_{1,t} = V_{2,t}$, esta ecuación se reduce a

$$h_1 + \frac{1}{2}V_{1,n}^2 = h_2 + \frac{1}{2}V_{2,n}^2 \tag{17-43}$$

Una comparación minuciosa revela que las ecuaciones de conservación de la masa, de la cantidad de movimiento y de la energía (ecuaciones 17-41 a 17-43) a lo largo de un choque oblicuo, son idénticas a las de un choque normal, excepto que estas últimas están escritas únicamente en términos del componente *normal* de la velocidad. Por consiguiente, las relaciones del choque normal que se dedujeron anteriormente se aplican a los choques oblicuos también, aunque deben ser escritos en términos de los números de Mach $\mathrm{Ma}_{1,n}$ y $\mathrm{Ma}_{2,n}$ normales al choque oblicuo. Lo anterior se visualiza de manera más fácil cuando se giran los vectores de velocidad en la figura 17-40 a un ángulo $\pi/2 - \beta$, de tal forma que el choque oblicuo se vea como vertical (Fig. 17-41). Por trigonometría se obtiene

$$\mathrm{Ma}_{1,n} = \mathrm{Ma}_1 \operatorname{sen}\beta \quad \text{y} \quad \mathrm{Ma}_{2,n} = \mathrm{Ma}_2 \operatorname{sen}(\beta - \theta) \tag{17-44}$$

donde $\mathrm{Ma}_{1,n} = V_{1,n}/c_1$ y $\mathrm{Ma}_{2,n} = V_{2,n}/c_2$. Desde la perspectiva que se muestra en la figura 17-41, esto se puede observar como un choque normal, pero con un flujo tangencial superpuesto "que se aproxima para un viaje". Por lo tanto,

> Todas las ecuaciones, tablas de choques, etc., para los choques normales también se aplican a los choques oblicuos, siempre y cuando se utilicen solamente las componentes **normales** del número de Mach.

De hecho, se puede pensar que los choques normales son más bien choques oblicuos en los que el ángulo de choque es $\beta = \pi/2$, o 90°. Es posible reconocer de inmediato que un choque oblicuo se presenta solamente si $\mathrm{Ma}_{1,n} > 1$, y si $\mathrm{Ma}_{2,n} < 1$. Las ecuaciones del choque normal apropiadas para los choques oblicuos en un gas ideal, se resumen en la figura 17-42 en términos de $\mathrm{Ma}_{1,n}$.

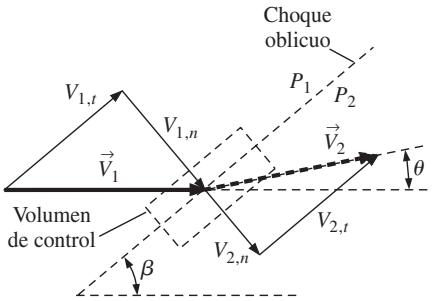


Figura 17-40

Vectores de velocidad a través de un choque oblicuo con ángulo de choque β y ángulo de deflexión θ.

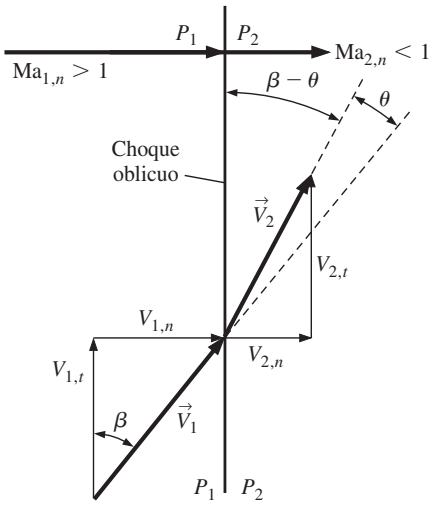


Figura 17-41

Los mismos vectores de velocidad de la figura 17-40, pero girados con un ángulo de $\pi/2 - \beta$, de tal forma que el choque oblicuo es vertical. También están definidos los números de Mach normales $\mathrm{Ma}_{1,n}$ y $\mathrm{Ma}_{2,n}$.

$$h_{01} = h_{02} \quad \rightarrow \quad T_{01} = T_{02}$$

$$\mathrm{Ma}_{2,n} = \sqrt{\frac{(k-1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2 + 2}{2k\mathrm{Ma}_{1,n}^2 - k + 1}}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2k\,\mathrm{Ma}_{1,n}^2 - k + 1}{k+1}$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{V_{1,n}}{V_{2,n}} = \frac{(k+1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2}{2 + (k+1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = [2 + (k+1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2]\frac{2k\,\mathrm{Ma}_{1,n}^2 - k + 1}{(k+1)^2\mathrm{Ma}_{1,n}^2}$$

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[\frac{(k+1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2}{2 + (k+1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2}\right]^{k/(k-1)}\left[\frac{(k+1)}{2k\,\mathrm{Ma}_{1,n}^2 - k + 1}\right]^{1/(k-1)}$$

Figura 17-42

Relaciones para un choque oblicuo de un gas ideal en términos de la componente normal del número de Mach corriente arriba $\mathrm{Ma}_{1,n}$.

Para un ángulo de choque β y un número de Mach corriente arriba Ma_1 conocidos, se emplea la primera parte de la ecuación 17-44 para calcular $\mathrm{Ma}_{1,n}$, y después se utilizan las tablas de choque normal (o sus ecuaciones correspondientes) para obtener $\mathrm{Ma}_{2,n}$. Si también se hubiera conocido el ángulo de deflexión θ, se habría podido calcular Ma_2 a partir de la segunda parte de la ecuación 17-44. No obstante, en una aplicación típica se conoce β o θ, pero no ambos. Por fortuna, aplicando un poco más de álgebra, se obtiene una relación entre θ, β y Ma_1. Se comienza observando que la tangente de $\beta = V_{1,n}/V_{1,t}$ y $\tan(\beta - \theta) = V_{2,n}/V_{2,t}$ (Fig. 17-41). Sin embargo, puesto que $V_{1,t} = V_{2,t}$, se pueden combinar estas dos expresiones y obtener así

$$\frac{V_{2,n}}{V_{1,n}} = \frac{\tan(\beta - \theta)}{\tan\beta} = \frac{2 + (k-1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2}{(k+1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2} = \frac{2 + (k-1)\mathrm{Ma}_1^2\,\mathrm{sen}^2\,\beta}{(k+1)\mathrm{Ma}_1^2\,\mathrm{sen}^2\,\beta} \qquad \textbf{(17-45)}$$

donde se ha utilizado también la ecuación 17-44 así como la cuarta ecuación de la figura 17-42. Se aplican identidades trigonométricas para el $\cos 2\beta$ y $\tan(\beta - \theta)$, esto es,

$$\cos 2\beta = \cos^2\beta - \mathrm{sen}^2\,\beta \quad \text{y} \quad \tan(\beta - \theta) = \frac{\tan\beta - \tan\theta}{1 + \tan\beta\tan\theta}$$

Después de algunos cálculos algebraicos, la ecuación 17-45 se reduce a

La relación θ-β-Ma:
$$\tan\theta = \frac{2\cot\beta(\mathrm{Ma}_1^2\,\mathrm{sen}^2\,\beta - 1)}{\mathrm{Ma}_1^2(k + \cos 2\beta) + 2} \qquad \textbf{(17-46)}$$

La ecuación 17-46 ofrece un ángulo de deflexión θ como una función única del ángulo de choque β, de la relación de calores específicos k y del número de Mach Ma_1 corriente arriba. Para el aire ($k = 1.4$), en la figura 17-43 se grafica θ contra β para algunos valores de Ma_1. Se puede comentar que esta gráfica a menudo se presenta con los ejes invertidos (es decir, β contra θ), en los libros de texto sobre flujos compresibles, debido a que, físicamente, el ángulo de choque β está determinado por el ángulo de deflexión θ.

Se puede aprender mucho estudiando la figura 17-43 y a continuación se enlistan algunas observaciones:

- La figura 17-43 presenta toda la variedad de ondas de choque posibles para un determinado número de Mach de flujo libre, desde el más débil hasta el más fuerte. Para cualquier valor de número de Mach Ma_1 mayor a 1, los posibles valores de θ varían en el intervalo de $\theta = 0°$, correspondiente a un cierto valor de β entre 0 y 90°, a un valor máximo $\theta = \theta_{\text{máx}}$, correspondiente a un valor intermedio de β, y después de regreso a $\theta = 0°$ correspondiente a $\beta = 90°$. Los choques oblicuos rectos para θ o β fuera de este rango *no pueden existir* y *no existen.* Por ejemplo, en $\mathrm{Ma}_1 = 1.5$, los choques oblicuos rectos no pueden existir en el aire con un ángulo de choque β menor a 42° aproximadamente, ni con un ángulo de deflexión θ aproximadamente mayor a 12°. Si el ángulo de la cuña es mayor a $\theta_{\text{máx}}$, el choque se curva y se separa de la nariz de la cuña formando lo que se conoce como **choque oblicuo separado** u **onda de proa** (Fig. 17-44). El ángulo de choque β del choque separado es de 90° en la nariz; sin embargo, β disminuye a medida que el choque se curva corriente abajo. Los choques separados son mucho más complicados de analizar que los choques oblicuos rectos. De hecho, no existen soluciones sencillas y la predicción de los choques separados requiere el uso de métodos computacionales.
- Se observa un comportamiento similar al de los choques oblicuos en el caso de *flujo de simetría rotacional* alrededor de conos, como se muestra en la figura 17-45, aunque la relación θ-β-Ma para flujos de este tipo es diferente de la que se expresa por la ecuación 17-46.

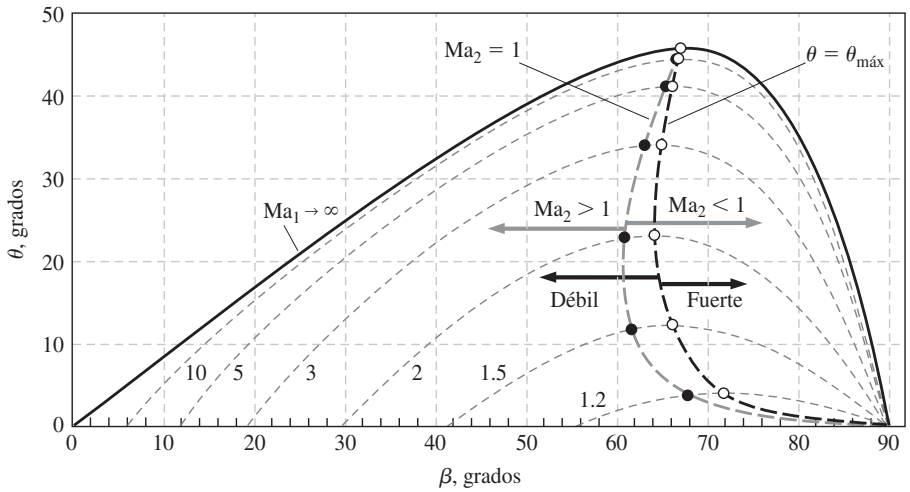


Figura 17-43

La dependencia del ángulo de deflexión del choque oblicuo recto θ respecto del ángulo de choque β para diferentes valores del número de Mach Ma_1 corriente arriba. Los cálculos están hechos para un gas ideal con $k = 1.4$. La línea negra punteada conecta los puntos con un ángulo de deflexión máxima ($\theta = \theta_{máx}$). Los *choques oblicuos débiles* están a la izquierda de esta línea, mientras que los *choques oblicuos fuertes* están a la derecha de esta línea. La línea gris punteada conecta los puntos donde el número de Mach corriente abajo es *sónico* ($Ma_2 = 1$). El *flujo supersónico corriente abajo* ($Ma_2 > 1$) está a la izquierda de esta línea, mientras que el *flujo subsónico corriente abajo* ($Ma_2 < 1$) queda a la derecha de esta línea.

- Cuando un flujo supersónico se impacta sobre un cuerpo achatado —un cuerpo *sin* una nariz puntiaguda—, el ángulo δ de la cuña en la nariz es de 90°, y no puede existir un choque oblicuo que toque la superficie del cuerpo, independientemente del número de Mach. De hecho, un choque oblicuo separado se presenta en frente de *todos* los cuerpos con nariz achatada, ya sean bidimensionales, de simetría rotacional o completamente asimétricos en tres dimensiones. Por ejemplo, se puede observar un choque oblicuo separado, enfrente del modelo del transbordador espacial de la figura 17-38 y enfrente de la esfera de la figura 17-46.
- Mientras que θ es una función única de Ma_1 y β para un determinado valor de k, existen *dos* valores posibles de β para $\theta < \theta_{máx}$. La línea negra punteada de la figura 17-43 pasa a través del conjunto de valores $\theta_{máx}$, dividiendo los choques en **choques oblicuos débiles** (el valor más pequeño de β) y **choques oblicuos fuertes** (el valor más grande de β). Para un valor determinado de θ, el choque débil es más común y es "preferido" por el flujo, a menos que las condiciones de presión corriente abajo sean lo suficientemente elevadas para que se forme un choque fuerte.
- Para un número de Mach Ma_1 corriente arriba determinado, existe un único valor de θ para el que el número de Mach corriente abajo Ma_2 es exactamente 1. La línea punteada en color gris de la figura 17-43 pasa a través del conjunto de valores donde $Ma_2 = 1$. A la izquierda de esta línea, $Ma_2 > 1$, y a la derecha de esta línea, $Ma_2 < 1$. Las condiciones sónicas corriente abajo se presentan en el lado del choque débil de la gráfica, con un valor de θ muy cercano al de $\theta_{máx}$. Por lo tanto, el flujo corriente abajo de un choque oblicuo fuerte es *siempre subsónico* ($Ma_2 < 1$). El flujo corriente abajo de un choque oblicuo débil permanece *supersónico*, excepto en un intervalo pequeño de θ justamente por debajo de $\theta_{máx}$, donde éste es subsónico, aunque se llama un choque oblicuo débil.
- Conforme el número de Mach corriente arriba se aproxima al infinito, se posibilita la existencia de choques oblicuos rectos para cualquier β entre 0 y 90°; sin embargo, el ángulo de giro máximo posible para $k = 1.4$ (aire) es $\theta_{máx} \cong 45.6°$, lo cual ocurre en $\beta = 67.8°$. Los choques oblicuos rectos con ángulos de giro mayores a este valor de $\theta_{máx}$ no son posibles, independientemente del número de Mach.
- Para un valor conocido del número de Mach corriente arriba, existen dos ángulos de choque donde *no existe giro del flujo* ($\theta = 0°$): en el caso de

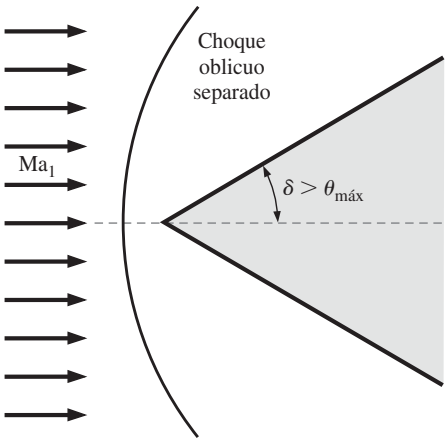


Figura 17-44

Un *choque oblicuo separado* se presenta corriente arriba de una cuña bidimensional de ángulo δ cuando δ es mayor al ángulo de deflexión máximo posible θ. A un choque de este tipo se le llama *onda de proa* debido a su parecido a la onda de agua que se forma en la proa de un barco.

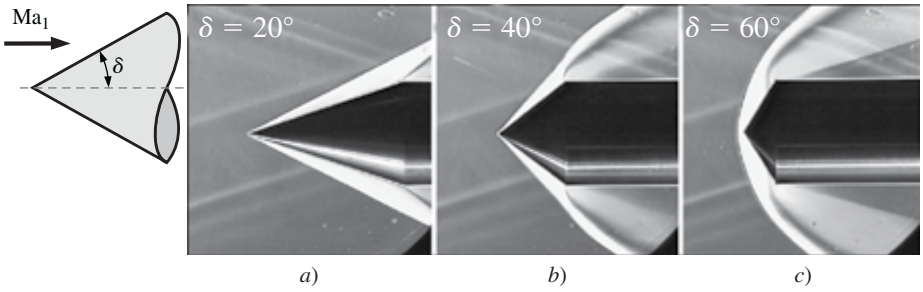


Figura 17-45

Fotografías instantáneas del videógrafo de Schlieren que ilustran la separación del choque oblicuo sobre un cono al aumentar el ángulo del cono δ, en el aire a Mach 3. En *a*) $\delta = 20°$ y *b*) $\delta = 40°$, el choque oblicuo toca la superficie del cono; sin embargo, en *c*) $\delta = 60°$, el choque oblicuo se ha separado, formando una onda arqueada (de proa).

Fotografías de G. S. Settles, Gas Dynamics Lab, Penn State University. Utilizadas con autorización.

choque fuerte, $\beta = 90°$, correspondiente al *choque normal*; y en el caso de choque débil, $\beta = \beta_{\text{mín}}$, correspondiente al choque oblicuo más débil posible a ese número de Mach, el cual se llama **onda de Mach**. Por ejemplo, las ondas de Mach son causadas por la presencia de pequeñas irregularidades en las paredes de un túnel de viento supersónico (algunas de las cuales pueden observarse en las figuras 17-38 y 17-45). Las ondas de Mach no tienen efecto en el flujo porque el choque es demasiado débil. De hecho, en el caso límite, las ondas de Mach son *isentrópicas*. El ángulo de choque de las ondas de Mach es una función solamente del número de Mach y se representa con la letra μ y no debe confundirse con el coeficiente de viscosidad. Al ángulo μ se le conoce como **ángulo de Mach** y se calcula fijando el valor de θ a cero en la ecuación 17-46, resolviendo para $\beta = \mu$ y tomando en cuenta la raíz menor. Así se obtiene

Ángulo de Mach:
$$\mu = \text{sen}^{-1}\,(1/\text{Ma}_1) \tag{17-47}$$

Puesto que la razón de calores específicos aparece únicamente en el denominador de la ecuación 17-46, μ es independiente de k. Por lo tanto, se puede calcular el número de Mach de cualquier flujo supersónico con tan sólo medir el ángulo de Mach y aplicando la ecuación 17-47.

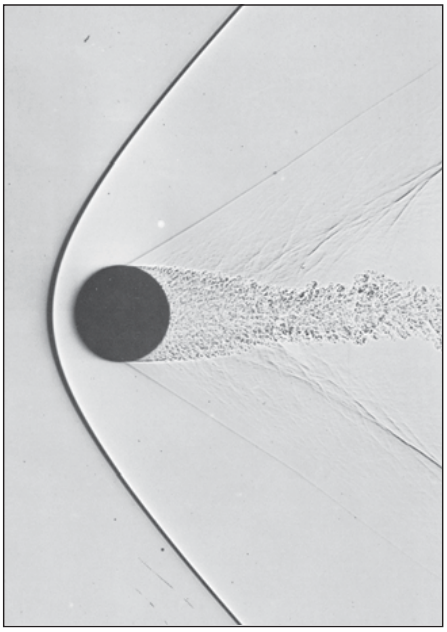


Figura 17-46

Fotografía por sombras de una esfera de media pulgada de diámetro en vuelo libre a Ma = 1.53 a través del aire. El flujo es subsónico después de la parte de la onda de proa que está delante de la esfera y sobre su superficie hasta el ángulo de 45° aproximadamente medido desde adelante hacia atrás. En 90°, aproximadamente, la capa límite laminar se separa a través de una onda de choque oblicua y rápidamente se hace turbulenta. La estela fluctuante genera un sistema de disturbios débiles que se une a la segunda onda de choque de "recompresión".

Fotografía de A. C. Charters, Army Ballistic Research Laboratory.

Ondas expansivas de Prandtl-Meyer

A continuación se abordan situaciones donde el flujo supersónico gira en la dirección *opuesta*, como en la parte superior de una cuña bidimensional a un ángulo de ataque mayor que el ángulo de cuña δ (Fig. 17-47). A este tipo de flujos se les conoce como **flujos expansivos** o **de expansión**, mientras que a un flujo que produce un choque oblicuo se le llama **flujo de compresión**. Al igual que el anterior, el flujo cambia de dirección para conservar la masa. Sin embargo, a diferencia de un flujo de compresión, un flujo expansivo *no* genera una onda de choque. En lugar de ello, aparece una región expansiva continua llamada **abanico de expansión**, la cual está compuesta por un número infinito de ondas de Mach llamadas **ondas expansivas** o **de expansión de Prandtl-Meyer**. En otras palabras, el flujo no gira de repente como sucede en un choque, sino que lo hace *gradualmente* —cada onda de Mach sucesiva gira el flujo en una cantidad infinitesimal—. Debido a que cada onda expansiva individual es isentrópica, el flujo a lo largo de todo el abanico de expansión es también isentrópico. El número de Mach corriente abajo de la expansión *aumenta* ($\text{Ma}_2 > \text{Ma}_1$), mientras que la presión, la densidad y la temperatura *disminuyen*, justo del mismo modo como en la parte supersónica (expansiva) de una tobera convergente-divergente.

Las ondas expansivas de Prandtl-Meyer son inclinadas a un ángulo local de Mach μ, como lo muestra la gráfica de la figura 17-47. El ángulo de Mach de la primera onda expansiva se determina de manera sencilla como $\mu_1 = \text{sen}^{-1}(1/\text{Ma}_1)$. De modo similar, $\mu_2 = \text{sen}^{-1}(1/\text{Ma}_2)$, donde se debe ser cuidadoso al medir el ángulo con respecto a la *nueva* dirección del flujo corriente

abajo de la expansión; a precisar, la dirección paralela a la pared superior de la cuña de la figura 17-47 si se ignora la influencia de la capa límite a lo largo de la pared. Pero, ¿cómo se determina el valor de Ma_2? Sucede que el ángulo de giro θ a través del abanico de expansión puede calcularse por integración, haciendo uso de las ecuaciones de flujo isentrópico. Para un gas ideal, el resultado es (Anderson, 2003)

Ángulo de giro en un abanico de expansión:

$$\theta = \nu(\text{Ma}_2) - \nu(\text{Ma}_1) \tag{17-48}$$

donde ν(Ma) es un ángulo llamado **función de Prandtl-Meyer** (no confundir con la viscosidad cinemática),

$$\nu(\text{Ma}) = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}\tan^{-1}\left[\sqrt{\frac{k-1}{k+1}(\text{Ma}^2-1)}\right] - \tan^{-1}\left(\sqrt{\text{Ma}^2-1}\right) \tag{17-49}$$

Observe que ν(Ma) es un ángulo que puede calcularse tanto en grados como en radianes. Físicamente, ν(Ma) es el ángulo a través del cual se debe expandir el flujo, comenzando en $\nu = 0$ en Ma $= 1$, a fin de lograr obtener un número de Mach supersónico, Ma > 1.

Para encontrar Ma_2 para valores especificados de Ma_1, k y θ, se calculan: $\nu(Ma_1)$ a partir de la ecuación 17-49, $\nu(Ma_2)$ a partir de la ecuación 17-48, y después Ma_2 de la ecuación 17-49, observando que el último paso implica la resolución de una ecuación implícita respecto de Ma_2. Dado que no existe transferencia de calor o trabajo y el flujo es isentrópico en el proceso de la expansión, T_0 y P_0 permanecen constantes y se utilizan las relaciones de flujo isentrópico deducidas previamente para calcular las demás propiedades del flujo corriente abajo de la expansión, tales como T_2, ρ_2 y P_2.

Los abanicos de expansión de Prandtl-Meyer también se presentan en flujos supersónicos con simetría rotacional, como en las esquinas y los bordes posteriores de un cono unido con un cilindro (Fig. 17-48). Algunas interacciones muy complejas y, para algunos, muy hermosas que involucran tanto ondas de choque como expansivas, se presentan en un jet supersónico y son producidas por una tobera "sobreexpandida", tal como se ilustra en la figura 17-49. Cuando tales patrones son visibles en el escape de un motor de jet, los pilotos lo denominan "cola de tigre". El estudio de dichos flujos queda fuera del alcance del presente texto; para los lectores interesados en el tema se recomienda la consulta de libros sobre flujos compresibles como el de Thompson (1972), Leipmam y Roshko (2001) y el de Anderson (2003).

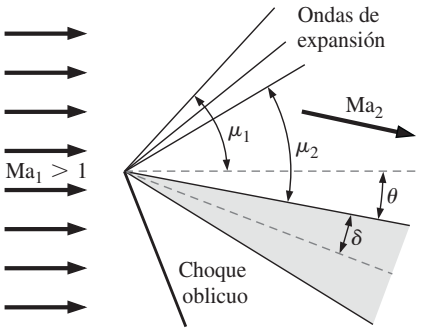
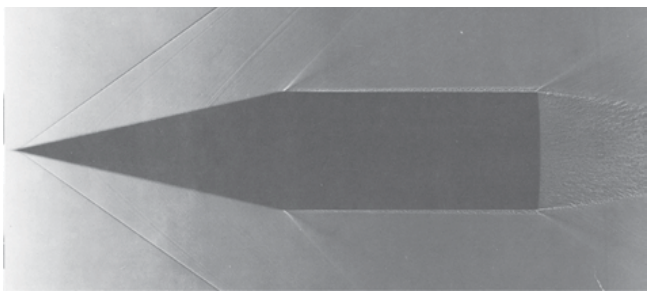
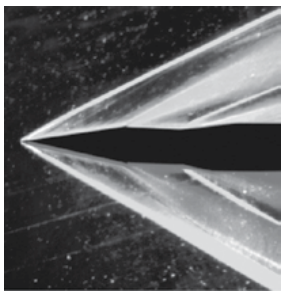


Figura 17-47

Un abanico de expansión en la porción superior del flujo es formado por una cuña bidimensional colocada a un ángulo de ataque en un flujo supersónico. El flujo gira un ángulo θ, y el número de Mach se incrementa a través del abanico de expansión. Se indican los ángulos de Mach corriente arriba y corriente abajo del abanico de expansión. Para simplicidad, solamente se muestran tres ondas de expansión, pero, de hecho, existe un número infinito de ellas. (Un choque oblicuo está presente en la porción inferior de este flujo.)



a)



b)

Figura 17-48

a) Un cono la mitad del ángulo del cual es igual a 12.5°, está unido con cilindro y sumergido en un flujo con número de Mach de 1.84. La capa límite se hace turbulenta a breve distancia corriente abajo de la nariz, generando ondas de Mach visibles en esta fotografía por sombras. En las esquinas se pueden observar ondas de expansión, así como en el borde posterior del cono. *b*) Un patrón similar para el flujo con número de Mach 3 sobre una cuña bidimensional de 11° 2-D.

a) Fotografía de A. C. Charters, Army Ballistic Research Laboratory. b) G. S. Settles, Gas Dynamics Lab, Penn State University. Utilizada con autorización.

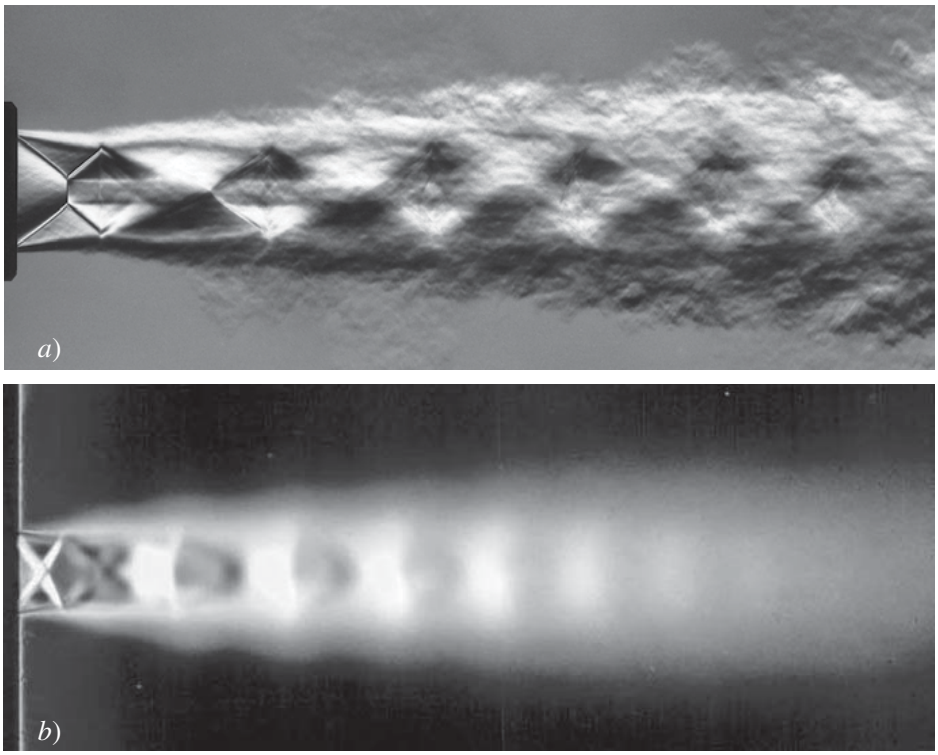


Figura 17-49

Las interacciones complejas entre las ondas de choque y las de expansión de un jet supersónico "sobreexpandido". *a*) El flujo se puede visualizar a través de un interferograma diferencial semejante al estiograma (la imagen de Schlieren). *b*) Fotografía Shlieren.

a) *Fotografía de H. Oertel sen. Reproducido por cortesía del French-German Research Institute of Saint-Louis, ISL. Utilizado con autorización.*
b) *G. S. Settles, Gas Dynamics Lab, Penn State University. Utilizada con autorización.*

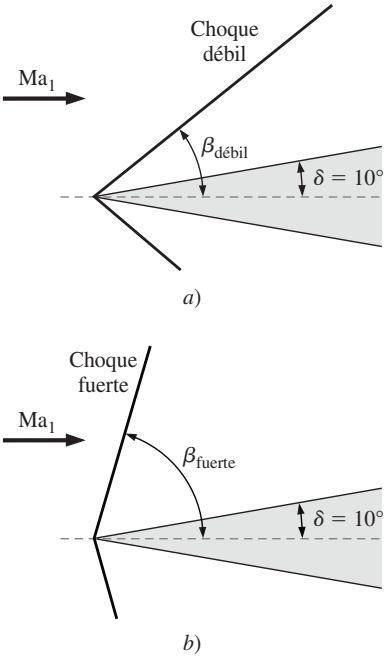


Figura 17-50

Dos ángulos de choque oblicuo posibles, *a*) $\beta_{\text{débil}}$ y *b*) β_{fuerte}, son formados por una cuña bidimensional de ángulo $\delta = 10°$.

EJEMPLO 17-10 Cálculo del número de Mach a partir de las líneas de Mach

Calcule el número de Mach del flujo libre corriente arriba del transbordador espacial de la figura 17-38, únicamente a partir de la figura. Compare con el valor del número de Mach conocido que se proporciona en la leyenda.

Solución Se va a calcular el número de Mach a partir de la figura y se va a comparar con el valor conocido.

Análisis Utilizando un transportador, se mide el ángulo de las líneas de Mach en el flujo libre: $\mu \cong 19°$. El número de Mach se obtiene de la ecuación 17-47,

$$\mu = \text{sen}^{-1}\left(\frac{1}{\text{Ma}_1}\right) \quad \rightarrow \quad \text{Ma}_1 = \frac{1}{\text{sen } 19°} \quad \rightarrow \quad \text{Ma}_1 = \mathbf{3.07}$$

El cálculo del número de Mach coincide con el valor experimental de 3.0 ± 0.1.

Comentario El resultado es independiente de las propiedades del fluido.

EJEMPLO 17-11 Cálculos del choque oblicuo

Sobre una cuña bidimensional de ángulo $\delta = 10°$ incide aire supersónico a $\text{Ma}_1 = 2.0$ y 75.0 kPa (Fig. 17-50). Calcule los dos ángulos de choque oblicuo posibles, $\beta_{\text{débil}}$ y β_{fuerte}, que dicha cuña pudo haber formado. En cada caso, calcule la presión y el número de Mach corriente abajo del choque oblicuo; compare y analice los resultados.

Solución Se van a calcular el ángulo de choque, el número de Mach y la presión corriente abajo de los choques oblicuos débil y fuerte que forma una cuña bidimensional.

Suposiciones **1** El flujo es estacionario. **2** La capa límite de la cuña es muy delgada.

Propiedades El fluido es aire con un valor de $k = 1.4$.

Análisis Debido a la suposición 2, el ángulo de deflexión del choque oblicuo es prácticamente igual al ángulo de la cuña, es decir, $\theta \cong \delta = 10°$. Con $Ma_1 = 2.0$ y $\theta = 10°$ se resuelve la ecuación 17-46 para los dos valores posibles del ángulo de choque oblicuo, β: $\boldsymbol{\beta_{\text{débil}} = 39.3°}$ y $\boldsymbol{\beta_{\text{fuerte}} = 83.7°}$. A partir de estos valores se utiliza la primera parte de la ecuación 17-44 para calcular el número de Mach normal corriente arriba $Ma_{1,n}$,

Choque débil: $$Ma_{1,n} = Ma_1 \operatorname{sen} \beta \rightarrow Ma_{1,n} = 2.0 \operatorname{sen} 39.3° = 1.267$$

y

Choque fuerte: $$Ma_{1,n} = Ma_1 \operatorname{sen} \beta \rightarrow Ma_{1,n} = 2.0 \operatorname{sen} 83.7° = 1.988$$

Se sustituyen estos valores de $Ma_{1,n}$ en la segunda ecuación de la figura 17-42 y se calcula el número de Mach normal corriente abajo $Ma_{2,n}$. Para el choque débil, $Ma_{2,n} = 0.8032$ y para el choque fuerte, $Ma_{2,n} = 0.5794$. Del mismo modo se calcula la presión corriente abajo en cada caso, utilizando la tercera ecuación de la figura 17-42, lo cual da

Choque débil:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2kMa_{1,n}^2 - k + 1}{k + 1} \rightarrow P_2 = (75.0 \text{ kPa}) \frac{2(1.4)(1.267)^2 - 1.4 + 1}{1.4 + 1} = \mathbf{128 \text{ kPa}}$$

y

Choque fuerte:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2kMa_{1,n}^2 - k + 1}{k + 1} \rightarrow P_2 = (75.0 \text{ kPa}) \frac{2(1.4)(1.988)^2 - 1.4 + 1}{1.4 + 1} = \mathbf{333 \text{ kPa}}$$

Por último, se utiliza la segunda parte de la ecuación 17-44 para calcular el número de Mach corriente abajo,

Choque débil: $$Ma_2 = \frac{Ma_{2,n}}{\operatorname{sen}(\beta - \theta)} = \frac{0.8032}{\operatorname{sen}(39.3° - 10°)} = \mathbf{1.64}$$

y

Choque fuerte: $$Ma_2 = \frac{Ma_{2,n}}{\operatorname{sen}(\beta - \theta)} = \frac{0.5794}{\operatorname{sen}(83.7° - 10°)} = \mathbf{0.604}$$

Como se esperaba, *los cambios en el número de Mach y en la presión en el choque fuerte son mucho mayores que los cambios en el choque débil.*

Comentario Debido a que la ecuación 17-46 es implícita respecto de β, ésta se resuelve utilizando un método iterativo o con la ayuda de un programa para la resolución de ecuaciones, como el EES. Para ambos casos de choque oblicuo fuerte y débil, $Ma_{1,n}$ es supersónico y $Ma_{2,n}$ es subsónico. Sin embargo, Ma_2 es *supersónico* en el choque oblicuo débil, pero es *subsónico* en el choque oblicuo fuerte. También era factible haber recurrido a las tablas de choques normales en lugar de las ecuaciones, pero el resultado no habría sido tan preciso.

EJEMPLO 17-12 Cálculos de las ondas de expansión de Prandtl-Meyer

Aire supersónico a $Ma_1 = 2.0$ y 230 kPa fluye en dirección paralela a una pared plana que de repente se expande por $\delta = 10°$ (Fig. 17-51). Si ignoramos cualquier efecto provocado por la capa límite a lo largo de la pared, calcule el número de Mach corriente abajo (Ma_2) y la presión (P_2).

Solución Se va a calcular el número de Mach y la presión corriente abajo de una expansión repentina a lo largo de una pared.

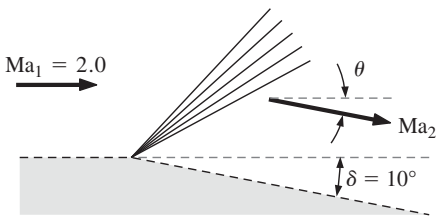


Figura 17-51

Un abanico de expansión ocasionado por la expansión repentina de $\delta = 10°$ de una pared.

Suposiciones **1** El flujo es estacionario. **2** La capa límite de la pared es muy delgada.

Propiedades El fluido es aire con un valor de $k = 1.4$.

Análisis Debido a la segunda suposición, el ángulo de deflexión total es prácticamente igual al ángulo de expansión de la pared (es decir, $\theta \cong \delta = 10°$). Considerando un valor de $\text{Ma}_1 = 2.0$, se puede resolver la ecuación 17-49 para la función de Prandtl-Meyer corriente arriba,

$$\nu(\text{Ma}) = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}\tan^{-1}\left[\sqrt{\frac{k-1}{k+1}(\text{Ma}^2-1)}\right] - \tan^{-1}\left(\sqrt{\text{Ma}^2-1}\right)$$

$$= \sqrt{\frac{1.4+1}{1.4-1}}\tan^{-1}\left[\sqrt{\frac{1.4-1}{1.4+1}(2.0^2-1)}\right] - \tan^{-1}\left(\sqrt{2.0^2-1}\right) = 26.38°$$

A continuación, se utiliza la ecuación 17-48 para calcular la función de Prandtl-Meyer corriente abajo,

$$\theta = \nu(\text{Ma}_2) - \nu(\text{Ma}_1) \rightarrow \nu(\text{Ma}_2) = \theta + \nu(\text{Ma}_1) = 10° + 26.38° = 36.38°$$

El valor de Ma_2 se encuentra resolviendo la ecuación 17-49, la cual es implícita —resulta de mucha utilidad usar un paquete computacional que ayude a resolver las ecuaciones—. Así se obtiene el valor de $\text{Ma}_2 = \mathbf{2.38}$. También existen programas para calcular el flujo compresible en Internet que resuelven estas ecuaciones implícitas, junto con las ecuaciones de choque normal y oblicuo; por ejemplo, véase la dirección en Internet www.aoe.vt.edu/~devenpor/aoe3114/calc.html.

Se utilizan las relaciones isentrópicas para calcular la presión corriente abajo,

$$P_2 = \frac{P_2/P_0}{P_1/P_0}P_1 = \frac{\left[1+\left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}_2^2\right]^{-k/(k-1)}}{\left[1+\left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}_1^2\right]^{-k/(k-1)}}(230\ \text{kPa}) = \mathbf{126\ kPa}$$

Como se esperaba, el número de Mach aumenta y la presión disminuye dado que esto es una expansión.

Comentario Se pudo haber encontrado la temperatura, la densidad y demás datos corriente abajo utilizando las ecuaciones isentrópicas apropiadas.

17-6 ▪ Flujo en un ducto con transferencia de calor, de fricción insignificante (flujo de Rayleigh)

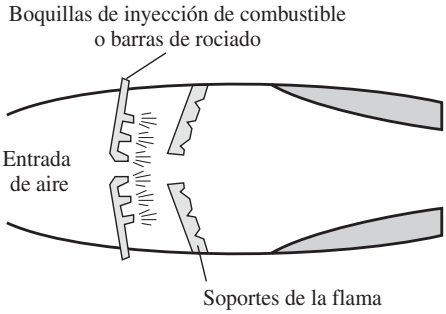


Figura 17-52

Muchos problemas prácticos de flujo compresible involucran la combustión, la cual puede modelarse como una ganancia de calor a través de la pared de un ducto.

Hasta el momento se han considerado principalmente el *flujo isentrópico*, también llamado *flujo adiabático reversible* porque éste no involucra transferencia de calor ni irreversibilidades como la fricción. Muchos problemas sobre flujos compresibles que se encuentran en la práctica involucran reacciones químicas como la combustión, las reacciones nucleares, la evaporación y la condensación, así como la ganancia o pérdida de calor a través de la pared del ducto. Dichos problemas son difíciles de analizar de manera exacta, ya que éstos pueden implicar cambios significativos en la composición química durante el flujo, así como la conversión de energía latente, química y nuclear en energía térmica (Fig. 17-52).

Las características esenciales de dichos flujos complejos pueden captarse mejor por medio de un análisis sencillo, modelando la generación o la absorción de energía térmica como transferencia de calor a través de la pared del ducto a la misma razón, e ignorando cualquier cambio en la composición química. Este problema simplificado es todavía muy complicado para un trata-

miento elemental del tema, ya que el flujo puede conllevar fricción, variaciones en el área del ducto y efectos multidimensionales. En esta sección, nuestro estudio se limita a flujos unidimensionales en un ducto de sección transversal constante donde los efectos de la fricción se consideran insignificantes.

Considere un flujo unidimensional estacionario de un gas ideal con calores específicos constantes a través de un ducto de área constante con transferencia de calor, pero con fricción insignificante. Dichos flujos reciben el nombre de **flujos de Rayleigh** en honor a Lord Rayleigh (1842-1919). Las ecuaciones de la conservación de la masa, de la cantidad de movimiento y de la energía para el volumen de control que se muestran en la figura 17-53, pueden escribirse como sigue:

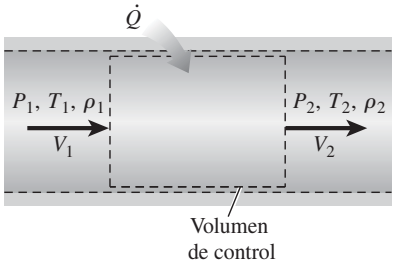


Figura 17-53

Volumen de control para un flujo en un ducto de área constante con transferencia de calor y de fricción insignificante.

Ecuación de la masa: Al observar que la sección transversal A del ducto es constante, la relación $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ o $\rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2$ se reduce a

$$\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2 \tag{17-50}$$

Ecuación de la cantidad de movimiento, eje *x*: Al observar que los efectos de fricción son insignificantes y, por lo tanto, no existen fuerzas cortantes, y suponiendo que no existen fuerzas externas ni en el propio cuerpo, la ecuación de la cantidad de movimiento $\sum \vec{F} = \sum_{\text{sal}} \beta \dot{m} \vec{V} - \sum_{\text{ent}} \beta \dot{m} \vec{V}$ en la dirección del flujo (o eje x) equivale a un balance entre las fuerzas de presión estática y la transferencia de cantidad de movimiento. Al observar que los flujos son de alta velocidad y turbulentos, el factor de corrección para el flujo de la cantidad de movimiento es de aproximadamente 1 ($\beta \cong 1$) y, por ende, puede ignorarse. Entonces,

$$P_1 A_1 - P_2 A_2 = \dot{m} V_2 - \dot{m} V_1 \quad \rightarrow \quad P_1 - P_2 = (\rho_2 V_2) V_2 - (\rho_1 V_1) V_1$$

o

$$P_1 + \rho_1 V_1^2 = P_2 + \rho_2 V_2^2 \tag{17-51}$$

Ecuación de energía: El volumen de control no implica formas de trabajo de fuerzas cortantes, de flecha o cualquier otro, y el cambio de energía potencial es insignificante. Si la tasa de transferencia de calor es $\dot{Q}$ y la transferencia de calor por unidad de masa del fluido es $q = \dot{Q}/\dot{m}$, el balance de energía para flujo estacionario $\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sal}}$ se convierte en

$$\dot{Q} + \dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2}\right) = \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2}\right) \quad \rightarrow \quad q + h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \tag{17-52}$$

Para un gas ideal con calores específicos constantes, $\Delta h = c_p \Delta T$, y entonces

$$q = c_p(T_2 - T_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \tag{17-53}$$

o

$$q = h_{02} - h_{01} = c_p(T_{02} - T_{01}) \tag{17-54}$$

Por consiguiente, la entalpía de estancamiento h_0 y la temperatura de estancamiento T_0 cambian durante el flujo de Rayleigh (ambos aumentan cuando se transfiere calor al fluido y, por ello, q es positiva, y ambos disminuyen cuando la transferencia de calor es desde el fluido, por lo tanto, q es negativa).

Cambio de entropía: En ausencia de cualquier irreversibilidad como la fricción, la entropía de un sistema cambia solamente por transferencia de calor, mientras que aumenta con la ganancia de calor y disminuye con la pérdida de calor. La entropía es una propiedad y, por lo tanto, una función

de estado, y el cambio de entropía de un gas ideal con calores específicos constantes durante un cambio de estado 1 a 2 está dado por

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \tag{17-55}$$

La entropía de un fluido puede aumentar o disminuir durante el flujo de Rayleigh, dependiendo de la dirección de la transferencia de calor.

Ecuación de estado: Al observar que $P = \rho RT$, las propiedades P, ρ y T de un gas ideal en los estados 1 y 2 se relacionan entre sí por medio de

$$\frac{P_1}{\rho_1 T_1} = \frac{P_2}{\rho_2 T_2} \tag{17-56}$$

Considere un gas cuyas propiedades R, k y c_p se conocen. Para un estado especificado de entrada 1, las propiedades a la entrada P_1, T_1, ρ_1, V_1 y s_1 se conocen. Las cinco propiedades de salida P_2, T_2, ρ_2, V_2 y s_2 pueden determinarse a partir de las cinco ecuaciones 17-50, 17-51, 17-53, 17-55 y 17-56 para cualquier valor especificado de transferencia de calor q. Cuando se conocen la velocidad y la temperatura, el número de Mach puede determinarse a partir de $\text{Ma} = V/c = V/\sqrt{kRT}$.

Obviamente existe un número infinito de estados "2" posibles corriente abajo, correspondientes a un estado especificado "1" corriente arriba. Una forma práctica para determinar estos estados corriente abajo es suponer varios valores de T_2 y calcular todas las demás propiedades, así como la transferencia de calor q para cada T_2 supuesta a partir de las ecuaciones 17-50 a 17-56. Graficando los resultados en un diagrama T-s se obtiene una curva que pasa a través de un estado de entrada especificado, como se muestra en la figura 17-54. La gráfica del flujo de Rayleigh en un diagrama T-s se llama **línea de Rayleigh**, y pueden realizarse algunas observaciones importantes a partir de esta gráfica y de los resultados de los cálculos:

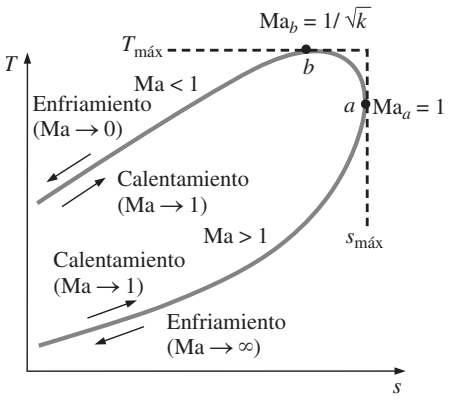


Figura 17-54

Diagrama T-s para un flujo en un ducto de área constante con transferencia de calor y de fricción insignificante (flujo de Rayleigh).

1. Todos los estados que satisfagan las ecuaciones de conservación de la masa, de la cantidad de movimiento y de la energía, así como las relaciones de propiedades, se encuentran sobre la línea de Rayleigh. Por lo tanto, para un estado inicial determinado, el fluido no puede existir en cualquier estado corriente abajo fuera de la línea de Rayleigh en un diagrama T-s. De hecho, la línea de Rayleigh es el lugar donde se encuentran todos los estados corriente abajo físicamente obtenibles que corresponden a un estado inicial dado.
2. La entropía aumenta con la ganancia de calor y, en consecuencia, se avanza hacia la derecha sobre la línea de Rayleigh conforme el calor se transfiere hacia el fluido. El número de Mach es $\text{Ma} = 1$ en el punto a, que es el punto de máxima entropía (véase el ejemplo 17-13 para una demostración de esto). Los estados sobre la rama superior de la línea de Rayleigh por arriba del punto a son subsónicos, mientras que los estados en la rama inferior por debajo del punto a son supersónicos. Así, un proceso fluye a la derecha de la línea de Rayleigh con adición de calor y hacia la izquierda con rechazo de calor, sin importar el valor inicial del número de Mach.
3. El calentamiento aumenta el número de Mach en el caso del flujo subsónico, aunque lo disminuye en el caso del flujo supersónico. El número de de flujo de Mach se aproxima a $\text{Ma} = 1$ en ambos casos (desde 0 para flujo subsónico y desde ∞ para el flujo supersónico) durante el calentamiento.
4. Es evidente, a partir del balance de energía $q = c_p(T_{02} - T_{01})$, que el calentamiento aumenta la temperatura de estancamiento T_0 de ambos tipos de flujo, subsónico y supersónico, y que el enfriamiento la disminuye. (El valor máximo de T_0 se presenta en $\text{Ma} = 1$.) Éste también es

el caso de la temperatura termodinámica T excepto para un intervalo muy pequeño del número de Mach de $1/\sqrt{k} < \text{Ma} < 1$ en el flujo subsónico (véase el ejemplo 17-13). Tanto la temperatura como el número de Mach aumentan con el calentamiento en el flujo subsónico; sin embargo, T alcanza un valor máximo $T_{\text{máx}}$ cuando $\text{Ma} = 1/\sqrt{k}$ (que es de 0.845 para el aire), y después disminuye. Podría parecer como algo muy peculiar el hecho de que la temperatura de un fluido disminuya a medida que el calor se transfiera a éste. Sin embargo, esto no es más peculiar que el hecho de que la velocidad del fluido aumente en la sección divergente de una tobera convergente-divergente. El efecto de enfriamiento en esta región se debe al gran incremento de la velocidad del fluido, y a la caída subsecuente de temperatura de acuerdo con la relación $T_0 = T + V^2/2c_p$. Observe también que el rechazo de calor en la región $1/\sqrt{k} < \text{Ma} < 1$ provoca que la temperatura del fluido aumente (Fig. 17-55).

5. La ecuación de la cantidad de movimiento $P + KV = \text{constante}$, donde $K = \rho V = \text{constante}$ (a partir de la ecuación de la continuidad), revela que la tendencia de la velocidad y la presión estática es opuesta. Por lo tanto, la presión estática disminuye con la ganancia de calor en el caso del flujo subsónico (porque la velocidad y el número de Mach aumentan); no obstante, aumenta con la ganancia de calor en el caso de un flujo supersónico (puesto que la velocidad y el número de Mach disminuyen).
6. La ecuación de continuidad $\rho V = \text{constante}$ indica que la densidad y la velocidad son inversamente proporcionales. Por lo tanto, la densidad disminuye con la transferencia de calor hacia el fluido en el flujo subsónico (dado que la velocidad y el número de Mach aumentan); sin embargo, aumenta con la ganancia de calor en el caso del flujo supersónico (pues la velocidad y el número de Mach disminuyen).
7. En la mitad izquierda de la figura 17-54, la pendiente en el brazo inferior de la línea de Rayleigh es más abrupta (en términos de s como una función de T), lo cual indica que el cambio de entropía correspondiente a un cambio dado de temperatura (y, por ende, una determinada cantidad de transferencia de calor) es mayor en el flujo supersónico.

Los efectos del calentamiento y el enfriamiento sobre las propiedades del flujo de Rayleigh aparecen enumerados en la tabla 17-3. Observe que el calentamiento y el enfriamiento tienen efectos opuestos en la mayoría de las propiedades. Asimismo, la presión de estancamiento disminuye durante el calentamiento y aumenta durante el enfriamiento, sin importar que el flujo sea subsónico o supersónico.

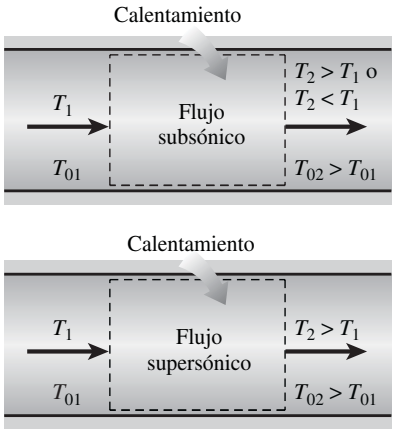


Figura 17-55

Durante el calentamiento, la temperatura del fluido siempre aumenta si el flujo de Rayleigh es supersónico; sin embargo, en realidad la temperatura puede disminuir si el flujo es subsónico.

Tabla 17-3

Los efectos del calentamiento y el enfriamiento en las propiedades de flujo de Rayleigh

	Calentamiento		*Enfriamiento*	
Propiedad	Subsónico	Supersónico	Subsónico	Supersónico
Velocidad, V	Aumenta	Disminuye	Disminuye	Aumenta
Número de Mach, Ma	Aumenta	Disminuye	Disminuye	Aumenta
Temp. de estancamiento, T_0	Aumenta	Aumenta	Disminuye	Disminuye
Temperatura, T	Aumenta para $\text{Ma} < 1/k^{1/2}$ Disminuye para $\text{Ma} > 1/k^{1/2}$	Aumenta	Disminuye para $\text{Ma} < 1/k^{1/2}$ Aumenta para $\text{Ma} > 1/k^{1/2}$	Disminuye
Densidad, ρ	Disminuye	Aumenta	Aumenta	Disminuye
Presión de estancamiento, P_0	Disminuye	Disminuye	Aumenta	Aumenta
Presión, P	Disminuye	Aumenta	Aumenta	Disminuye
Entropía, s	Aumenta	Aumenta	Disminuye	Disminuye

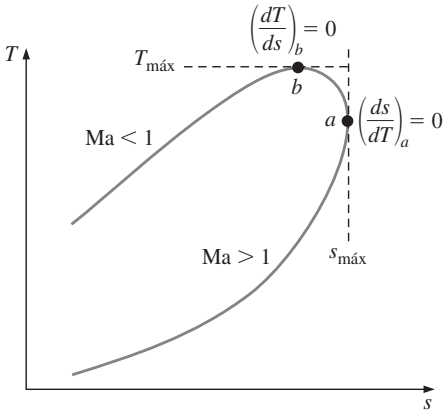


Figura 17-56
El diagrama *T-s* de flujo de Rayleigh considerado en el ejemplo 17-13.

EJEMPLO 17-13 Extremos de la línea de Rayleigh

Considere el diagrama *T-s* del flujo de Rayleigh, según se muestra en la figura 17-56. Utilizando las formas diferenciales de las ecuaciones de conservación y las relaciones de propiedades, demuestre que el número de Mach es $Ma_a = 1$ en el punto de máxima entropía (punto *a*), y $Ma_b = 1/\sqrt{k}$ en el punto de temperatura máxima (punto *b*).

Solución Se demostrará que $Ma_a = 1$ en el punto de máxima entropía y que $Ma_b = 1/\sqrt{k}$ en el punto de temperatura máxima sobre la línea de Rayleigh.

Suposiciones Las suposiciones asociadas con el flujo de Rayleigh (es decir, flujo estacionario unidimensional de un gas ideal con calores específicos constantes a través de un ducto de sección transversal constante, con efectos descartables de fricción) son válidas.

Análisis Las formas diferenciales de las ecuaciones de masa (ρV = constante), de la cantidad de movimiento [reacomodado como $P + (\rho V)V$ = constante], de gas ideal ($P = \rho RT$) y de cambio de entalpía ($\Delta h = c_p \Delta T$) pueden expresarse como

$$\rho V = \text{constante} \rightarrow \rho\, dV + V\, d\rho = 0 \rightarrow \frac{d\rho}{\rho} = -\frac{dV}{V} \tag{1}$$

$$P + (\rho V)V = \text{constante} \rightarrow dP + (\rho V)\, dV = 0 \rightarrow \frac{dP}{dV} = -\rho V \tag{2}$$

$$P = \rho RT \rightarrow dP = \rho R\, dT + RT\, d\rho \rightarrow \frac{dP}{P} = \frac{dT}{T} + \frac{d\rho}{\rho} \tag{3}$$

La forma diferencial de la relación de cambio de entropía (Ec. 17-40) de un gas ideal con calores específicos constantes es

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R\frac{dP}{P} \tag{4}$$

Al sustituir la ecuación 3 en la 4 se obtiene

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R\left(\frac{dT}{T} + \frac{d\rho}{\rho}\right) = (c_p - R)\frac{dT}{T} - R\frac{d\rho}{\rho} = \frac{R}{k-1}\frac{dT}{T} - R\frac{d\rho}{\rho} \tag{5}$$

puesto que

$$c_p - R = c_v \rightarrow kc_v - R = c_v \rightarrow c_v = R/(k-1)$$

Al dividir ambos lados de la ecuación 5 entre dT y combinando el resultado con la ecuación 1, se obtiene

$$\frac{ds}{dT} = \frac{R}{T(k-1)} + \frac{R}{V}\frac{dV}{dT} \tag{6}$$

Al dividir la ecuación 3 entre dV y combinándola con las ecuaciones 1 y 2, luego de reacomodar los términos, se obtiene

$$\frac{dT}{dV} = \frac{T}{V} - \frac{V}{R} \tag{7}$$

Al sustituir la ecuación 7 en la ecuación 6 y reacomodando,

$$\frac{ds}{dT} = \frac{R}{T(k-1)} + \frac{R}{T - V^2/R} = \frac{R^2(kRT - V^2)}{T(k-1)(RT - V^2)} \tag{8}$$

Al fijar $ds/dT = 0$ y despejando V en la ecuación resultante $R^2(kRT - V^2) = 0$, se obtiene la velocidad en el punto *a*, es decir:

$$V_a = \sqrt{kRT_a} \quad \text{y} \quad Ma_a = \frac{V_a}{c_a} = \frac{\sqrt{kRT_a}}{\sqrt{kRT_a}} = \mathbf{1} \tag{9}$$

Por lo tanto, en el punto *a* existen condiciones sónicas y, en consecuencia, el número de Mach es 1.

Al establecer que $dT/ds = (ds/dT)^{-1} = 0$ y despejando la velocidad en el punto b en la ecuación resultante $T(k-1)(RT - V^2) = 0$ se obtiene

$$V_b = \sqrt{RT_b} \quad \text{y} \quad \text{Ma}_b = \frac{V_b}{c_b} = \frac{\sqrt{RT_b}}{\sqrt{kRT_b}} = \frac{1}{\sqrt{k}} \tag{10}$$

Así, el número de Mach en el punto b es $\text{Ma}_b = 1/\sqrt{k}$. Para el aire, $k = 1.4$ y, por lo tanto, $\text{Ma}_b = 0.845$.

Comentario Observe que en un flujo de Rayleigh, las condiciones sónicas se alcanzan a medida que la entropía llega a su valor máximo y la temperatura máxima se presenta durante el flujo subsónico.

EJEMPLO 17-14 Efecto de la transferencia de calor sobre la velocidad de flujo

Utilice la forma diferencial de la ecuación de la energía, y demuestre que la velocidad de flujo aumenta con la adición de calor para el caso de un flujo subsónico de Rayleigh, y que, sin embargo, disminuye en el caso del flujo supersónico de Rayleigh.

Solución Se demostrará que la velocidad de flujo aumenta con la adición de calor en el caso del flujo de Rayleigh subsónico, y que el caso contrario ocurre cuando hay un flujo de Rayleigh supersónico.

Suposiciones **1** Las suposiciones asociadas con el flujo de Rayleigh son válidas. **2** No existen interacciones de trabajo y los cambios en la energía potencial son insignificantes.

Análisis Considere la transferencia de calor hacia el fluido en una cantidad diferencial δq. La forma diferencial de las ecuaciones de energía pueden expresarse como

$$\delta q = dh_0 = d\left(h + \frac{V^2}{2}\right) = c_p\, dT + V\, dV \tag{1}$$

Al dividir entre c_pT y factorizar dV/V se obtiene

$$\frac{\delta q}{c_pT} = \frac{dT}{T} + \frac{V\,dV}{c_pT} = \frac{dV}{V}\left(\frac{V}{dV}\frac{dT}{T} + \frac{(k-1)V^2}{kRT}\right) \tag{2}$$

donde se utilizó también $c_p = kR/(k-1)$. Observando que $\text{Ma}^2 = V^2/c^2 = V^2/kRT$ y utilizando la ecuación 7 para dT/dV a partir del ejemplo 17-13, resulta

$$\frac{\delta q}{c_pT} = \frac{dV}{V}\left(\frac{V}{T}\left(\frac{T}{V} - \frac{V}{R}\right) + (k-1)\text{Ma}^2\right) = \frac{dV}{V}\left(1 - \frac{V^2}{TR} + k\text{Ma}^2 - \text{Ma}^2\right) \tag{3}$$

Al cancelar los dos términos de en medio en la ecuación 3, puesto que $V^2/TR = k\text{Ma}^2$ y reacomodando, se obtiene la relación buscada:

$$\frac{dV}{V} = \frac{\delta q}{c_pT}\frac{1}{(1 - \text{Ma}^2)} \tag{4}$$

En el caso del flujo subsónico, $1 - \text{Ma}^2 > 0$ y, por consiguiente, la transferencia de calor y el cambio de velocidad tienen el mismo signo. Como resultado, el calentamiento del fluido ($\delta q > 0$) aumenta la velocidad del flujo mientras que el enfriamiento la disminuye. Sin embargo, en flujos supersónicos, $1 - \text{Ma}^2 < 0$ y la transferencia de calor y el cambio de velocidad tienen signos opuestos. **Como resultado, el calentamiento del fluido ($\delta q > 0$) disminuye la velocidad del flujo mientras que el enfriamiento la incrementa** (Fig. 17-57).

Comentario Observe que el calentamiento del fluido tiene un efecto opuesto sobre la velocidad de flujo en los casos de fluidos de Rayleigh subsónicos y supersónicos.

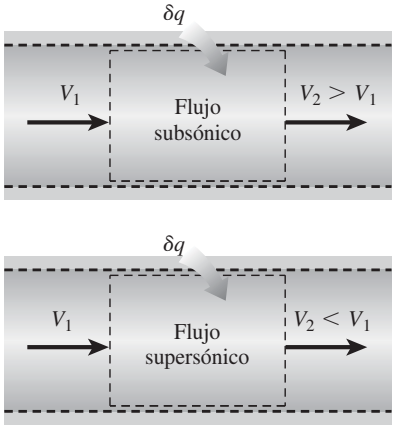


Figura 17-57
El calentamiento aumenta la velocidad de flujo en el flujo subsónico, sin embargo, la disminuye en el flujo supersónico.

Relaciones de propiedades para flujos de Rayleigh

A menudo se desea expresar las variaciones de las propiedades en términos del número de Mach, Ma. Al observar que $\text{Ma} = V/c = V/\sqrt{kRT}$ y, por lo tanto, $V = \text{Ma}\sqrt{kRT}$,

$$\rho V^2 = \rho kRT\text{Ma}^2 = kP\text{Ma}^2 \tag{17-57}$$

puesto que $P = \rho RT$. Al sustituir en la ecuación de cantidad de movimiento (Ec. 17-51), se obtiene $P_1 + kP_1\text{Ma}_1^2 = P_2 + kP_2\text{Ma}_2^2$, la cual puede reacomodarse como

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1 + k\text{Ma}_1^2}{1 + k\text{Ma}_2^2} \tag{17-58}$$

De nuevo, al utilizar $V = \text{Ma}\sqrt{kRT}$, la ecuación de continuidad $\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2$ puede expresarse como

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{\text{Ma}_2\sqrt{kRT_2}}{\text{Ma}_1\sqrt{kRT_1}} = \frac{\text{Ma}_2\sqrt{T_2}}{\text{Ma}_1\sqrt{T_1}} \tag{17-59}$$

Entonces, la relación de gas ideal (Ec. 17-56) se convierte en

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2\rho_1}{P_1\rho_2} = \left(\frac{1 + k\text{Ma}_1^2}{1 + k\text{Ma}_2^2}\right)\left(\frac{\text{Ma}_2\sqrt{T_2}}{\text{Ma}_1\sqrt{T_1}}\right) \tag{17-60}$$

Al despejar la relación de temperaturas T_2/T_1 en la ecuación 17-60, se obtiene

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{\text{Ma}_2(1 + k\text{Ma}_1^2)}{\text{Ma}_1(1 + k\text{Ma}_2^2)}\right]^2 \tag{17-61}$$

Al sustituir esta relación en la ecuación 17-59, se obtiene la relación de velocidades o de densidades como

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{\text{Ma}_1^2(1 + k\text{Ma}_2^2)}{\text{Ma}_2^2(1 + k\text{Ma}_1^2)} \tag{17-62}$$

Las propiedades del flujo en condiciones sónicas a menudo se determinan fácilmente y, por lo tanto, el estado crítico correspondiente a Ma = 1 sirve como un punto de referencia apropiado en el caso de un flujo compresible. Tomando el estado 2 como el estado sónico ($\text{Ma}_2 = 1$, y se utiliza el subíndice *) y el estado 1 como cualquier estado (sin subíndice), las relaciones de propiedades expresadas en las ecuaciones 17-58, 17-61 y 17-62 se reducen a (Fig. 17-58)

$$\frac{P}{P^*} = \frac{1 + k}{1 + k\text{Ma}^2} \qquad \frac{T}{T^*} = \left[\frac{\text{Ma}(1 + k)}{1 + k\text{Ma}^2}\right]^2 \quad \text{y} \quad \frac{V}{V^*} = \frac{\rho^*}{\rho} = \frac{(1 + k)\text{Ma}^2}{1 + k\text{Ma}^2} \tag{17-63}$$

Se pueden obtener relaciones similares para la temperatura y la presión de estancamiento adimensionales, de la manera siguiente:

$$\frac{T_0}{T_0^*} = \frac{T_0}{T}\frac{T}{T^*}\frac{T^*}{T_0^*} = \left(1 + \frac{k - 1}{2}\text{Ma}^2\right)\left[\frac{\text{Ma}(1 + k)}{1 + k\text{Ma}^2}\right]^2\left(1 + \frac{k - 1}{2}\right)^{-1} \tag{17-64}$$

la cual puede simplificarse de la forma siguiente:

$$\frac{T_0}{T_0^*} = \frac{(k + 1)\text{Ma}^2[2 + (k - 1)\text{Ma}^2]}{(1 + k\text{Ma}^2)^2} \tag{17-65}$$

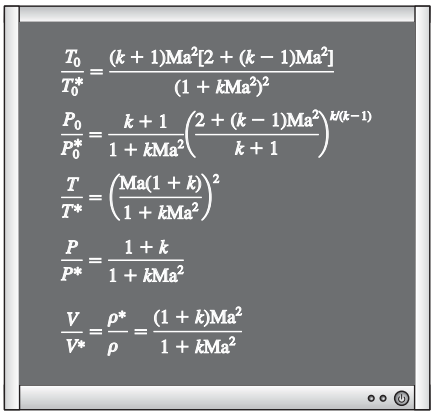


Figura 17-58

Resumen de las relaciones de flujo de Rayleigh.

Además,

$$\frac{P_0}{P_0^*} = \frac{P_0}{P}\frac{P}{P^*}\frac{P^*}{P_0^*} = \left(1 + \frac{k-1}{2}\text{Ma}^2\right)^{k/(k-1)}\left(\frac{1+k}{1+k\text{Ma}^2}\right)\left(1 + \frac{k-1}{2}\right)^{-k/(k-1)} \quad \textbf{(17-66)}$$

la cual se puede simplificar como

$$\frac{P_0}{P_0^*} = \frac{k+1}{1+k\text{Ma}^2}\left[\frac{2 + (k-1)\text{Ma}^2}{k+1}\right]^{k/(k-1)} \quad \textbf{(17-67)}$$

Las cinco relaciones expresadas en las ecuaciones 17-63, 17-65 y 17-67 permiten calcular de manera adimensional la presión, temperatura, densidad, velocidad, temperatura de estancamiento y presión de estancamiento para un flujo de Rayleigh de un gas ideal con una k especificada para un determinado número de Mach. En la tabla A-34 se presentan de forma tabular los resultados más significativos para $k = 1.4$.

Flujo de Rayleigh ahogado

Es evidente, a partir de los análisis anteriores, que el flujo subsónico de Rayleigh en un ducto puede acelerarse hasta alcanzar una velocidad sónica (Ma = 1) por medio del calentamiento. ¿Qué pasa si se sigue calentando el fluido? ¿Continúa el fluido acelerándose a velocidades supersónicas? Un análisis de la línea de Rayleigh indica que el fluido en el estado crítico Ma = 1 no puede acelerarse hasta velocidades supersónicas por medio de calentamiento. Por lo tanto, el flujo queda *ahogado*. Esto es análogo al hecho de no poder acelerar un fluido hasta alcanzar velocidades supersónicas en una tobera convergente, extendiendo simplemente la sección de flujo convergente. Si se continúa calentando el fluido, tan sólo se desplazará el estado crítico corriente abajo y se reducirá la tasa del flujo debido a que la densidad del fluido en el estado crítico será menor. Por eso, para un estado de entrada determinado, el estado crítico correspondiente fija la máxima transferencia de calor posible para un flujo estacionario (Fig. 17-59). Esto es,

$$q_{\text{máx}} = h_0^* - h_{01} = c_p(T_0^* - T_{01}) \quad \textbf{(17-68)}$$

Una mayor transferencia de calor provocará bloqueo y, por lo tanto, el estado a la entrada cambiará (es decir, la velocidad a la entrada disminuirá), y el flujo ya no seguirá la misma línea de Rayleigh. El enfriamiento del flujo subsónico de Rayleigh reduce la velocidad, mientras el número de Mach se acerca a un valor cero a medida que la temperatura se aproxime al cero absoluto. Observe que la temperatura de estancamiento T_0 es máxima en el estado crítico de Ma = 1.

En los flujos supersónicos de Rayleigh, el calentamiento disminuye la velocidad del flujo. Un mayor calentamiento simplemente incrementa la temperatura y desplaza el estado crítico corriente abajo, lo que resulta en una reducción en el flujo másico del fluido. Podría parecer que el flujo supersónico de Rayleigh pudiera enfriarse indefinidamente, sin embargo, existe un límite. Tomando el límite de la ecuación 17-65 a medida que el número de Mach se aproxima a infinito, se obtiene

$$\lim_{\text{Ma}\to\infty}\frac{T_0}{T_0^*} = 1 - \frac{1}{k^2} \quad \textbf{(17-69)}$$

la cual da $T_0/T_0^* = 0.49$ para $k = 1.4$. Por lo tanto, si la temperatura crítica de estancamiento es 1 000 K, el aire no puede enfriarse por debajo de los 490 K en el flujo de Rayleigh. Físicamente, esto significa que la velocidad del flujo alcanza el infinito para cuando la temperatura alcance los 490 K —lo cual es imposible, en la realidad—. Cuando el flujo supersónico no pueda sostenerse, el flujo experimentará una onda de choque normal y se convertirá en un flujo subsónico.

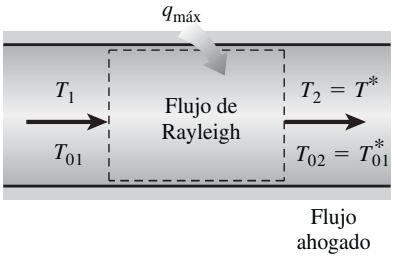


Figura 17-59

Para un determinado estado de entrada, la máxima transferencia de calor posible se presenta cuando se alcanzan las condiciones sónicas en el estado de salida.

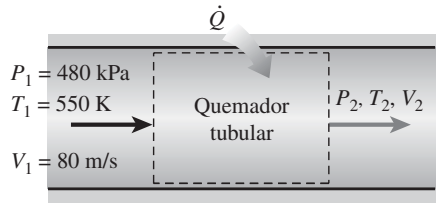


Figura 17-60
Esquema del quemador tubular estudiado en el ejemplo 17-15.

EJEMPLO 17-15 Flujo de Rayleigh en un quemador tubular

Una cámara de combustión consiste de quemadores tubulares de 15 cm de diámetro. Cierta cantidad de aire comprimido ingresa a los tubos a 550 K, 480 kPa y 80 m/s (Fig. 17-60). Al aire se le inyecta combustible con un poder calorífico de 42 000 kJ/kg, y se quema con una relación másica de aire-combustible de 40. Modelando la combustión como un proceso de transferencia de calor hacia el aire, determine la temperatura, la presión, la velocidad y el número de Mach a la salida de la cámara de combustión.

Solución En una cámara de combustión tubular se quema combustible con aire comprimido. Se desea determinar la temperatura, la presión, la velocidad y el número de Mach a la salida.

Suposiciones **1** Las suposiciones asociadas con el flujo de Rayleigh (es decir, el flujo estacionario unidimensional de un gas ideal con calores específicos constantes a través de la sección transversal de un ducto con efectos insignificantes de fricción) son válidas. **2** La combustión es completa y la combustión se modela como de un proceso de transferencia de calor, sin ningún cambio en la composición química del flujo. **3** Se desprecia el aumento en el flujo másico debido a la inyección de combustible.

Propiedades Las propiedades del aire se consideran las siguientes: $k = 1.4$, $c_p = 1.005$ kJ/kg · K y $R = 0.287$ kJ/kg · K.

Análisis La densidad y el flujo másico a la entrada del aire son

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{480 \text{ kPa}}{(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(550 \text{ K})} = 3.041 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \rho_1 A_1 V_1 = (3.041 \text{ kg/m}^3)[\pi(0.15 \text{ m})^2/4](80 \text{ m/s}) = 4.299 \text{ kg/s}$$

El flujo másico del combustible y la tasa de transferencia de calor son

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{\text{AC}} = \frac{4.299 \text{ kg/s}}{40} = 0.1075 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{combustible}} \text{ HV} = (0.1075 \text{ kg/s})(42\,000 \text{ kJ/kg}) = 4\,514 \text{ kW}$$

$$q = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{\text{aire}}} = \frac{4\,514 \text{ kJ/s}}{4.299 \text{ kg/s}} = 1\,050 \text{ kJ/kg}$$

La temperatura de estancamiento y el número de Mach a la entrada son

$$T_{01} = T_1 + \frac{V_1^2}{2c_p} = 550 \text{ K} + \frac{(80 \text{ m/s})^2}{2(1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})}\left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}\right) = 553.2 \text{ K}$$

$$c_1 = \sqrt{kRT_1} = \sqrt{(1.4)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(550 \text{ K})\left(\frac{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)} = 470.1 \text{ m/s}$$

$$\text{Ma}_1 = \frac{V_1}{c_1} = \frac{80 \text{ m/s}}{470.1 \text{ m/s}} = 0.1702$$

La temperatura de estancamiento de salida es, a partir de la ecuación de energía $q = c_p (T_{02} - T_{01})$,

$$T_{02} = T_{01} + \frac{q}{c_p} = 553.2 \text{ K} + \frac{1\,050 \text{ kJ/kg}}{1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}} = 1\,598 \text{ K}$$

El valor máximo de la temperatura de estancamiento T_0^* ocurre en Ma = 1 y su valor puede determinarse a partir de la tabla A-34 o de la ecuación 17-65. Para $\text{Ma}_1 = 0.1702$, se puede leer el valor de $T_0/T_0^* = 0.1291$. Por ende,

$$T_0^* = \frac{T_{01}}{0.1291} = \frac{553.2\ \text{K}}{0.1291} = 4\,284\ \text{K}$$

A partir de la tabla A-34, la razón de la temperatura de estancamiento en el estado de salida y el número de Mach correspondiente son:

$$\frac{T_{02}}{T_0^*} = \frac{1\,598\ \text{K}}{4\,284\ \text{K}} = 0.3730 \rightarrow \text{Ma}_2 = 0.3142 \cong \mathbf{0.314}$$

Las relaciones de flujo de Rayleigh correspondientes a los números de Mach a la entrada y a la salida son (tabla A-34):

$$\text{Ma}_1 = 0.1702: \quad \frac{T_1}{T^*} = 0.1541 \qquad \frac{P_1}{P^*} = 2.3065 \qquad \frac{V_1}{V^*} = 0.0668$$

$$\text{Ma}_2 = 0.3142: \quad \frac{T_2}{T^*} = 0.4389 \qquad \frac{P_2}{P^*} = 2.1086 \qquad \frac{V_2}{V^*} = 0.2082$$

Después se determinan la temperatura, la presión y la velocidad de salida como

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_2/T^*}{T_1/T^*} = \frac{0.4389}{0.1541} = 2.848 \rightarrow T_2 = 2.848T_1 = 2.848(550\ \text{K}) = \mathbf{1\ 570\ K}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2/P^*}{P_1/P^*} = \frac{2.1086}{2.3065} = 0.9142 \rightarrow P_2 = 0.9142P_1 = 0.9142(480\ \text{kPa}) = \mathbf{439\ kPa}$$

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_2/V^*}{V_1/V^*} = \frac{0.2082}{0.0668} = 3.117 \rightarrow V_2 = 3.117V_1 = 3.117(80\ \text{m/s}) = \mathbf{249\ m/s}$$

Comentario Observe que, como se esperaba, la temperatura y la velocidad aumentan mientras que la presión disminuye durante este flujo subsónico de Rayleigh con calentamiento. Este problema también puede resolverse utilizando las relaciones apropiadas en lugar de valores tabulados, los cuales, de forma similar, pueden codificarse a fin de obtener soluciones convenientes por medio de la computadora.

17-7 ▪ Toberas de vapor de agua

En el capítulo 3 se vio que el comportamiento del vapor de agua a presiones moderadas o altas se desvía significativamente con respecto al de un gas ideal y, por consiguiente, la mayor parte de las relaciones que se desarrollaron en este capítulo no se aplican al flujo de vapor de agua en toberas o pasos de los álabes que se encuentran en las turbinas de vapor. Dado que las propiedades del vapor de agua como la entalpía son funciones de la presión así como de la temperatura, y ya que no existen relaciones simples entre las propiedades, el análisis preciso del flujo de vapor de agua a través de toberas no resulta algo sencillo. A menudo se vuelve necesaria la utilización de tablas de vapor, del diagrama *h-s*, o de un programa de computadora para efectuar el cálculo de las propiedades del vapor de agua.

Una complicación adicional en la expansión de vapor de agua en toberas ocurre si el vapor se expande a la región de saturación, como se ilustra en la figura 17-61. Conforme el vapor se expande en la tobera, su presión y tem-

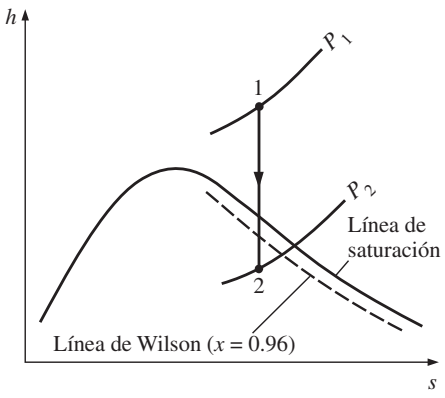


Figura 17-61
Diagrama *h-s* para la expansión isentrópica del vapor de agua en una tobera.

peratura disminuyen, y normalmente uno esperaría que el vapor empezara a condensarse en el momento que tocara la línea de saturación. Sin embargo, esto no siempre sucede. Debido a las velocidades tan elevadas, el tiempo de permanencia del vapor en la tobera es corto, y es probable que no exista suficiente tiempo para que se presente la transferencia de calor necesaria y la formación de gotas de agua. En consecuencia, la condensación del vapor puede retrasarse por unos instantes. Este fenómeno se conoce como **sobresaturación** y el vapor que se encuentra en la región húmeda sin contener ningún líquido se llama **vapor sobresaturado**. Los estados de sobresaturación son estados inestables (o metaestables).

Durante el proceso de expansión, el vapor alcanza una temperatura más baja de la que se requiere normalmente para que pueda comenzar el proceso de condensación. Una vez que la temperatura desciende suficientemente por debajo de la temperatura de saturación que corresponde a la presión local, se forman grupos de gotas de vapor húmedo de tamaño suficiente y la condensación ocurre de manera rápida. El lugar geométrico de los puntos donde se lleva a cabo la condensación, sin importar la temperatura y presión iniciales a la entrada de la tobera, se denomina **línea de Wilson**. Esta línea está ubicada entre las curvas de 4 y 5 por ciento de humedad en la región de saturación del diagrama de vapor *h-s*, y a menudo se aproxima con la línea de 4 por ciento de humedad. Por lo tanto, se enuncia la suposición de que el vapor de agua que fluye a través de una tobera de alta velocidad comienza a condensarse cuando se cruza la línea de 4 por ciento de humedad.

La relación crítica de presión P^*/P_0 para el vapor de agua depende del estado a la entrada de la tobera, así como de si el vapor está sobrecalentado o saturado a la entrada de la tobera. Sin embargo, la relación de gas ideal para la relación crítica de presión, la ecuación 17-22, proporciona razonablemente buenos resultados en un amplio rango de estados a la entrada. Tal como se indica en la tabla 17-2, la razón de calores específicos del vapor de agua sobrecalentado es de aproximadamente $k = 1.3$. Entonces, la relación crítica de presión se convierte en

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} = 0.546$$

Cuando ingresa vapor de agua a la tobera como vapor saturado en lugar de vapor sobrecalentado (algo que sucede muy a menudo en las últimas etapas iniciales de una turbina de vapor), la relación crítica de presión es de 0.576, la cual corresponde a una relación de calores específicos de $k = 1.14$.

EJEMPLO 17-16 Flujo de vapor de agua a través de una tobera convergente-divergente

A una tobera convergente-divergente se introduce vapor de agua a 2 MPa y 400 °C, con una velocidad insignificante y un flujo másico de 2.5 kg/s, en tanto sale de ahí a una presión de 300 kPa. El flujo es isentrópico entre la entrada de la tobera y la garganta, y la eficiencia global de la tobera es de 93 por ciento. Determine *a*) las áreas de la garganta y de la salida, y *b*) el número de Mach en la garganta y en la salida de la tobera.

Solución El vapor de agua entra a una tobera convergente-divergente con una velocidad baja. Se desea determinar las áreas de la garganta y la salida, así como el número de Mach.

Suposiciones **1** El flujo en la tobera es unidimensional. **2** El flujo entre la entrada y la garganta es isentrópico y es adiabático e irreversible entre la garganta y la salida. **3** La velocidad de entrada es insignificante.

Análisis Se designan los estados de entrada, de la garganta y de la salida con un 1, *t* y 2, respectivamente, según se muestra en la figura 17-62.
a) Puesto que la velocidad de entrada es insignificante, los estados de estancamiento y estático a la entrada son idénticos. La razón de la presión a la salida sobre la presión de estancamiento a la entrada es

$$\frac{P_2}{P_{01}} = \frac{300 \text{ kPa}}{2\,000 \text{ kPa}} = 0.15$$

Ésta resulta mucho más pequeña que la relación crítica de presión, la cual es $P^*/P_{01} = 0.546$ porque el vapor de agua está sobrecalentado en la entrada de la tobera. En consecuencia, el flujo seguramente es supersónico a la salida. Entonces, la velocidad en la garganta es la velocidad sónica y la presión en la garganta es

$$P_t = 0.546P_{01} = (0.546)(2 \text{ MPa}) = 1.09 \text{ MPa}$$

A la entrada,

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= P_{01} = 2 \text{ MPa} \\ T_1 &= T_{01} = 400 \text{ °C} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} h_1 &= h_{01} = 3\,248.4 \text{ kJ/kg} \\ s_1 &= s_t = s_{2s} = 7.1292 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

Asimismo, en la garganta,

$$\left.\begin{aligned} P_t &= 1.09 \text{ MPa} \\ s_t &= 7.1292 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} h_t &= 3\,076.8 \text{ kJ/kg} \\ v_t &= 0.24196 \text{ m}^3\text{/kg} \end{aligned}$$

Después, la velocidad en la garganta se determina por medio de la ecuación 17-3 como

$$V_t = \sqrt{2(h_{01} - h_t)} = \sqrt{[2(3\,248.4 - 3\,076.8) \text{ kJ/kg}]\left(\frac{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)} = 585.8 \text{ m/s}$$

El área de flujo en la garganta se determina a partir de la relación del flujo másico:

$$A_t = \frac{\dot{m}v_t}{V_t} = \frac{(2.5 \text{ kg/s})(0.2420 \text{ m}^3\text{/kg})}{585.8 \text{ m/s}} = 10.33 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = \mathbf{10.33 \text{ cm}^2}$$

En el estado 2*s*,

$$\left.\begin{aligned} P_{2s} &= P_2 = 300 \text{ kPa} \\ s_{2s} &= s_1 = 7.1292 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}\right\} \quad h_{2s} = 2\,783.6 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía del vapor en el estado de salida real es (véase Cap. 7)

$$\eta_N = \frac{h_{01} - h_2}{h_{01} - h_{2s}}$$

$$0.93 = \frac{3\,248.4 - h_2}{3\,248.4 - 2\,783.6} \longrightarrow h_2 = 2\,816.1 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$\left.\begin{aligned} P_2 &= 300 \text{ kPa} \\ h_2 &= 2\,816.1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} v_2 &= 0.67723 \text{ m}^3\text{/kg} \\ s_2 &= 7.2019 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

Entonces, la velocidad de salida y el área de salida son

$$V_2 = \sqrt{2(h_{01} - h_2)} = \sqrt{[2(3\,248.4 - 2\,816.1) \text{ kJ/kg}]\left(\frac{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)} = 929.8 \text{ m/s}$$

$$A_2 = \frac{\dot{m}v_2}{V_2} = \frac{(2.5 \text{ kg/s})(0.67723 \text{ m}^3\text{/kg})}{929.8 \text{ m/s}} = 18.21 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = \mathbf{18.21 \text{ cm}^2}$$

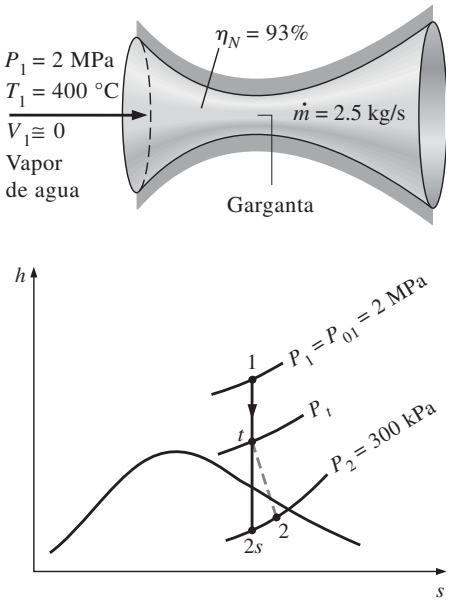


Figura 17-62
Esquema y diagrama *h*-*s* para el ejemplo 17-16.

b) La velocidad del sonido y los números de Mach en la garganta y en la salida de la tobera se definen al reemplazar las cantidades diferenciales por diferencias,

$$c = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s^{1/2} \cong \left[\frac{\Delta P}{\Delta (1/v)}\right]_s^{1/2}$$

La velocidad del sonido en la garganta se determina evaluando el volumen específico en $s_t = 7.1292$ kJ/kg · K y a presiones de 1.115 y 1.065 MPa ($P_t \pm 25$ kPa):

$$c = \sqrt{\frac{(1\,115 - 1\,065)\text{ kPa}}{(1/0.23776 - 1/0.24633)\text{ kg/m}^3}\left(\frac{1\,000\text{ m}^2/\text{s}^2}{1\text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg}}\right)} = 584.6\text{ m/s}$$

El número de Mach en la garganta se determina a partir de la ecuación 17-12 como sigue:

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} = \frac{585.8\text{ m/s}}{584.6\text{ m/s}} = \mathbf{1.002}$$

Por lo tanto, como era de esperarse, el flujo en la garganta es sónico. La ligera desviación del número de Mach de la unidad se debe a la sustitución de las derivadas por diferencias.

La velocidad del sonido y el número de Mach a la salida de la tobera se determinan evaluando el volumen específico en $s_2 = 7.2019$ kJ/kg · K y a las presiones de 325 y 275 kPa ($P_2 \pm 25$ kPa):

$$c = \sqrt{\frac{(325 - 275)\text{ kPa}}{(1/0.63596 - 1/0.72245)\text{ kg/m}^3}\left(\frac{1\,000\text{ m}^2/\text{s}^2}{1\text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg}}\right)} = 515.4\text{ m/s}$$

y

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} = \frac{929.8\text{ m/s}}{515.4\text{ m/s}} = \mathbf{1.804}$$

De este modo, el flujo de vapor de agua a la salida de la tobera es supersónico.

RESUMEN

En este capítulo se examinan los efectos de la compresibilidad en los flujos de gases. Cuando se manejan flujos compresibles, resulta conveniente combinar la entalpía y la energía cinética del fluido en un solo término llamado *entalpía de estancamiento* (o *entalpía total*), h_0, definida como

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2}$$

A las propiedades de un fluido en estado de estancamiento se les conoce como *propiedades de estancamiento* y están indicadas por el subíndice cero. La *temperatura de estancamiento* de un gas ideal con calores específicos constantes es

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2c_p}$$

la cual representa la temperatura que un gas ideal tendría si fuera llevado al reposo adiabáticamente. Las propiedades de estancamiento de un gas ideal están relacionadas con las propiedades estáticas del fluido por medio de

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{k/(k-1)} \quad \text{y} \quad \frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/(k-1)}$$

La velocidad a la que una onda de presión infinitamente pequeña viaja a través de un medio es la *velocidad del sonido*. Para un gas ideal se expresa como

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s} = \sqrt{kRT}$$

El *número de Mach* es la razón de la velocidad real del fluido y la velocidad del sonido en el mismo estado:

$$\text{Ma} = \frac{V}{c}$$

A un flujo se le llama *sónico* cuando Ma = 1, *subsónico* cuando Ma < 1, *supersónico* cuando Ma > 1, *hipersónico* cuando Ma $\gg$ 1 y *transónico* cuando Ma $\cong$ 1.

A las toberas cuya área de flujo disminuye en la dirección del flujo se les denomina *toberas convergentes*. Las toberas cuya área de flujo disminuye primero y después aumenta se llaman *toberas convergentes-divergentes*. La ubicación del área de flujo más pequeña de una tobera se llama *garganta*. La velocidad más alta a la que un fluido puede ser acelerado en una tobera convergente es la velocidad sónica. Es posible acelerar un fluido a velocidades supersónicas solamente en toberas convergentes-divergentes. En todas las toberas convergentes-divergentes supersónicas, la velocidad del flujo en la garganta es la velocidad del sonido.

Las razones de las propiedades de estancamiento entre las propiedades estáticas para los gases ideales con calores específicos constantes, puede expresarse en términos del número de Mach como

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2$$

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2\right]^{k/(k-1)}$$

y

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2\right]^{1/(k-1)}$$

Cuando Ma = 1, las razones resultantes de las propiedades estáticas entre las de estancamiento para la temperatura, la presión y la densidad se denominan *relaciones críticas* y se representan mediante un asterisco superíndice:

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \qquad \frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}$$

y

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)}$$

La presión fuera del plano de salida de una tobera se llama *contrapresión*. Para todas las contrapresiones menores a P^*, la presión en el plano de salida de la tobera convergente es igual a P^*, el número de Mach en el plano de salida es la unidad, y el flujo másico es máximo posible (o ahogado).

En cierto intervalo de contrapresión, el fluido que alcanza una velocidad sónica en la garganta de una tobera convergente-divergente y se acelera a velocidades supersónicas en la sección divergente, experimenta un *choque normal*, mismo que provoca un incremento repentino en la presión y en la temperatura, además de una caída repentina de la velocidad a niveles subsónicos. El flujo a través del choque resulta altamente irreversible y, por lo tanto, no puede modelarse como un flujo isentrópico. Las propiedades de un gas ideal con calores específicos constantes antes (subíndice 1) y después (subíndice 2) del choque, están relacionadas por

$$T_{01} = T_{02} \quad \text{Ma}_2 = \sqrt{\frac{(k-1)\text{Ma}_1^2 + 2}{2k\text{Ma}_1^2 - k + 1}}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{2 + \text{Ma}_1^2(k-1)}{2 + \text{Ma}_2^2(k-1)}$$

y

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1 + k\text{Ma}_1^2}{1 + k\text{Ma}_2^2} = \frac{2k\text{Ma}_1^2 - k + 1}{k+1}$$

Estas ecuaciones también son válidas para un choque oblicuo, siempre y cuando se utilicen las componentes del número de Mach *normales* al choque oblicuo en lugar del número de Mach.

El flujo unidimensional estacionario de un gas ideal con calores específicos constantes a través de un ducto de área constante, con transferencia de calor y de una fricción insignificante, se define como *flujo de Rayleigh*. Las relaciones de las propiedades y las curvas para el flujo de Rayleigh están dadas en la tabla A-34. La transferencia de calor durante el flujo de Rayleigh puede determinarse a partir de la ecuación

$$q = c_p(T_{02} - T_{01}) = c_p(T_2 - T_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. J. D. Anderson, *Modern Compressible Flow with Historical Perspective*, 3a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 2003.
2. Y. A. Çengel y J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*, 3a. ed. Nueva York, McGraw-Hill, 2014.
3. H. Cohen, G. F. C. Rogers y H. I. H. Saravanamuttoo, *Gas Turbine Theory*, 3a. ed., Nueva York, Wiley, 1987.
4. W. J. Devenport, Compressible Aerodynamic Calculator, http://www.aoe.vt.edu/~devenpor/aoe3114/calc.html
5. H. Liepmann y A. Roshko, *Elements of Gas Dynamics*, Nueva York, Dover Publications, Mineola, NY, 2001.
6. C. E. Mackey (Oficial responsable y guardián de NACA), *Equations, Tables and Charts for Compresible Flow*, Reporte NACA 1135, http://naca.larc.nasa.gov/reports/ 1953/naca-report-1135/.
7. A. H. Shapiro, *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*, vol. 1, Nueva York, Ronald Press Company, 1953.
8. P. A. Thompson, *Compressible-Fluid Dynamics*, Nueva York, McGraw-Hill, 1972.
9. United Technologies Corporation, *The Aircraft Gas Turbine and Its Operation*, 1982.
10. M. Van Dyke, *An Album of Fluid Motion*, Stanford, CA, The Parabolic Press, 1982.

PROBLEMAS*

Propiedades de estancamiento

17-1C Un avión de alta velocidad va a velocidad de crucero en aire calmado. ¿En qué será diferente la temperatura del aire en la nariz del avión con respecto a la temperatura del aire a alguna distancia del avión?

17-2C ¿Qué es la temperatura dinámica?

17-3C En aplicaciones de acondicionamiento de aire, la temperatura del aire se mide insertando una sonda en un flujo de aire. Así, la sonda realmente mide la temperatura de estancamiento. ¿Causa esto un error significante?

17-4 Fluye aire a través de un dispositivo de tal manera que la presión de estancamiento es de 0.6 MPa. La temperatura de estancamiento es de 400 °C, y la velocidad es 570 m/s. Determine la presión y la temperatura estáticas del aire en este estado. *Respuestas:* 519 K, 0.231 MPa

17-5 Fluye aire a 320 K en un ducto a una velocidad de *a*) 1, *b*) 10, *c*) 100 y *d*) 1 000 m/s. Determine la temperatura que indicará, para cada caso, una sonda estacionaria insertada en el ducto.

17-6 Calcule la temperatura y la presión de estancamiento para las siguientes sustancias que fluyen por un ducto: *a*) helio a 0.25 MPa, 50 °C y 240 m/s; *b*) nitrógeno a 0.15 MPa, 50 °C y 300 m/s y *c*) vapor de agua a 0.1 MPa, 350 °C y 480 m/s.

17-7 Determine la temperatura de estancamiento y la presión de estancamiento de aire que fluye a 36 kPa, 238 K y 325 m/s. *Respuestas:* 291 K, 72.4 kPa

17-8E Fluye vapor de agua a través de un dispositivo con una presión de estancamiento de 120 psia, una temperatura de estancamiento de 700 °F, y una velocidad de 900 pies/s. Suponiendo comportamiento de gas ideal, determine la presión estática y la temperatura estática del vapor de agua en este estado.

17-9 Entra aire a un compresor con una presión de estancamiento de 100 kPa y una temperatura de estancamiento de 35 °C, y se comprime a una presión de estancamiento de 900 kPa. Suponiendo que el proceso de compresión es isentrópico, determine la entrada de potencia al compresor para un flujo másico de 0.04 kg/s. *Respuesta:* 10.8 kW

17-10 Los productos de combustión entran a una turbina de gas con una presión de estancamiento de 0.75 MPa y una temperatura de estancamiento de 690 °C, y se expanden a una presión de estancamiento de 100 kPa. Tomando $k = 1.33$ y $R = 0.287$ kJ/kg · K para los productos de combustión, y suponiendo que el proceso de expansión es isentrópico, determine la producción de potencia de la turbina por unidad de flujo másico.

Velocidad del sonido y número de Mach

17-11C ¿Qué es el sonido? ¿Cómo se genera? ¿Cómo se propaga? ¿Las ondas sonoras pueden propagarse en un vacío?

17-12C ¿En qué medio se propaga más rápido una onda sonora: en aire frío o en aire caliente?

17-13C ¿En qué se propaga el sonido con velocidad máxima para una temperatura dada: aire, helio o argón?

17-14C ¿En qué medio se propaga más rápido una onda sonora: en aire a 20 °C y 1 atm o en aire a 20 °C y 5 atm?

17-15C ¿El número de Mach de un gas que fluye a velocidad constante permanece constante? Explique.

17-16C ¿Es realista suponer que la propagación de las ondas sonoras es un proceso isentrópico? Explique.

17-17C ¿Es la velocidad sónica en un medio especificado una cantidad fija o cambia al modificarse las propiedades del medio? Explique.

17-18 El avión de pasajeros Airbus A-340 tiene un peso máximo de despegue de alrededor de 260 000 kg, una longitud de 64 m, una envergadura de 60 m, una velocidad máxima de crucero de 945 km/h, una capacidad de 271 pasajeros, una altura máxima de crucero de 14 000 m y una autonomía de vuelo máxima de 12 000 km. La temperatura del aire a la altura de crucero es alrededor de −60 °C. Determine el número de Mach de este avión para las condiciones limitantes indicadas.

17-19 Entra dióxido de carbono a una tobera adiabática a 1 200 K con una velocidad de 50 m/s y sale a 400 K. Suponiendo calores específicos constantes a temperatura ambiente, determine el número de Mach *a*) a la entrada y *b*) a la salida de la tobera. Evalúe la exactitud de la suposición de calores específicos constantes. *Respuestas: a*) 0.0925, *b*) 3.73

17-20 Entra nitrógeno a un intercambiador de calor de flujo estacionario a 150 kPa, 10 °C y 100 m/s, y recibe calor en la cantidad de 120 kJ/kg al pasar por el intercambiador. El nitrógeno sale del intercambiador a 100 kPa con una velocidad de 200 m/s. Determine el número de Mach del nitrógeno a la entrada y a la salida del intercambiador de calor.

17-21 Suponiendo comportamiento de gas ideal, determine la velocidad del sonido en el refrigerante 134a a 0.9 MPa y 60 °C.

17-22 Determine la velocidad del sonido en el aire a *a*) 300 K y *b*) 800 K. También determine el número de Mach de un avión que se mueve en el aire a una velocidad de 330 m/s para ambos casos.

17-23E Fluye vapor de agua a través de un dispositivo con una presión de 120 psia, una temperatura de 700 °F y una velocidad de 900 pies/s. Determine el número de Mach del vapor de agua en este estado suponiendo comportamiento de gas ideal con $k = 1.3$. *Respuesta:* 0.441

17-24E Reconsidere el problema 17-23E. Usando el software EES (u otro), compare el número de Mach del flujo de vapor de agua en el intervalo de tempera-

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono son de comprensión y se recomienda emplear un software como EES para resolverlos.

tura de 350 a 700 °F. Grafique el número de Mach como función de la temperatura.

17-25E Se expande aire isentrópicamente de 170 psia y 200 °F a 60 psia. Calcule la relación de la velocidad del sonido inicial a la final. *Respuesta:* 1.16

17-26 Se expande aire isentrópicamente de 2.2 MPa y 77 °C a 0.4 MPa. Calcule la relación de la velocidad del sonido inicial a la final. *Respuesta:* 1.28

17-27 Repita el problema 17-26 para gas helio.

17-28 El proceso isentrópico para un gas ideal se expresa como Pv^k = constante. Usando esta ecuación de proceso y la definición de velocidad del sonido (ecuación 17-9), obtenga la expresión de velocidad del sonido para un gas ideal (ecuación 17-11).

Flujo isentrópico unidimensional

17-29C ¿Es posible acelerar un gas a una velocidad supersónica en una tobera convergente? Explique.

17-30C Un gas inicialmente a velocidad subsónica entra a un ducto adiabático divergente. Explique cómo afecta esto *a*) la velocidad, *b*) la temperatura, *c*) la presión y *d*) la densidad del fluido.

17-31C Un gas a una temperatura y una presión de estancamiento especificadas se acelera a Ma = 2 en una tobera convergente-divergente y a Ma = 3 en otra tobera. ¿Qué puede decir acerca de las presiones en las gargantas de estas dos toberas?

17-32C Un gas inicialmente a velocidad supersónica entra a un ducto adiabático convergente. Explique cómo afecta esto *a*) la velocidad, *b*) la temperatura, *c*) la presión y *d*) la densidad del fluido.

17-33C Un gas inicialmente a velocidad supersónica entra a un ducto adiabático divergente. Explique cómo afecta esto *a*) la velocidad, *b*) la temperatura, *c*) la presión y *d*) la densidad del fluido.

17-34C Considere una tobera convergente con velocidad sónica en el plano de salida. Ahora el área de salida de la tobera se reduce mientras se mantienen constantes las condiciones de entrada a la tobera. ¿Qué sucederá con *a*) la velocidad de salida y *b*) el flujo másico a través de la tobera?

17-35C Un gas inicialmente a velocidad subsónica entra a un ducto adiabático convergente. Explique cómo afecta esto *a*) la velocidad, *b*) la temperatura, *c*) la presión y *d*) la densidad del fluido.

17-36 Entra helio a una tobera convergente-divergente a 0.7 MPa, 800 K y 100 m/s. ¿Cuáles son la temperatura y la presión mínimas que se pueden obtener en la garganta de la tobera?

17-37 Considere un avión comercial grande que vuela a velocidad de crucero con una velocidad de 1 050 km/h, en el aire, a una altitud de 10 km, donde la temperatura estándar del aire es de –50 °C. Determine si la velocidad de este avión es subsónica o supersónica.

17-38 Calcule la temperatura crítica, la presión crítica y la densidad crítica de *a*) aire a 200 kPa, 100 °C y 250 m/s, y *b*) helio a 200 kPa, 40 °C y 300 m/s.

17-39E Aire a 25 psia, 320 °F y número de Mach Ma = 0.7 fluye por un ducto. Calcule la velocidad y la presión, temperatura y densidad de estancamiento del aire.
Respuestas: 958 pies/s, 856 R, 34.7 psia, 0.109 lbm/pies^3

17-40 Entra aire a una tobera convergente-divergente a una presión de 1 200 kPa con velocidad despreciable. ¿Cuál es la presión mínima que se puede obtener en la garganta de la tobera? *Respuesta:* 634 kPa

17-41 En marzo de 2004, la NASA lanzó con éxito un motor experimental de combustión supersónica ramjet (llamado *scramjet*) que estableció un récord al alcanzar un número Mach de 7. Tomando la temperatura del aire como –20 °C, determine la rapidez de este motor. *Respuesta:* 8 040 km/h

17-42E Reconsidere el motor scramjet que se menciona en el problema 17-41. Determine la velocidad de este motor en millas por hora correspondiente a un número de Mach de 7 en el aire a una temperatura de 0 °F.

17-43 Aire a 200 kPa, 100 °C y un número de Mach Ma = 0.8 fluye a través de un ducto. Encuentre la velocidad, así como la presión, la temperatura y la densidad de estancamiento del aire.

17-44 Reconsidere el problema 17-43. Usando el software EES (u otro), estudie el efecto de los números de Mach en el intervalo de 0.1 a 2 sobre la velocidad, la presión, temperatura y densidad de estancamiento del aire. Grafique cada parámetro como función del número de Mach.

17-45 Un avión está diseñado para velocidad de crucero correspondiente a número de Mach Ma = 1.1 para volar a 12 000 m, donde la temperatura atmosférica es 236.15 K. Determine la temperatura de estancamiento en el borde frontal del ala.

17-46 Dióxido de carbono inicialmente en reposo a 1 200 kPa y 600 K se acelera isentrópicamente a un número de Mach de 0.6. Determine la temperatura y la presión del dióxido de carbono después de la aceleración.
Respuestas: 570 K, 957 kPa

Flujo isentrópico en toberas

17-47C ¿Es posible acelerar un fluido a velocidades supersónicas con una velocidad distinta a la sónica en la garganta? Explique.

17-48C ¿Qué pasaría si se tratara de acelerar más un fluido supersónico con un difusor divergente?

17-49C ¿En qué se distinguen el parámetro Ma* y el número de Mach Ma?

17-50C Considere un flujo subsónico en una tobera convergente con condiciones específicas a la entrada de la tobera y presión crítica a la salida. ¿Cuál es el efecto de bajar la contrapresión muy por debajo de la presión crítica sobre *a*) la velocidad de salida, *b*) la presión de salida y *c*) el flujo másico a través de la tobera?

17-51C Considere una tobera convergente y una tobera convergente-divergente que tienen la misma área de garganta. Para las mismas condiciones de entrada, ¿cómo compararía usted los flujos másicos a través de estas dos toberas?

17-52C Considere el flujo de un gas a través de una tobera convergente con condiciones especificadas de entrada. Se sabe que la velocidad máxima que puede tener el fluido a la salida de la tobera es la velocidad sónica, caso en el cual el flujo másico a través de la tobera es máximo. Si fuese posible obtener velocidades hipersónicas a la salida de la tobera, ¿cómo afectarían el flujo másico a través de la tobera?

17-53C Considere el flujo subsónico en una tobera convergente con condiciones fijas de entrada. ¿Cuál es el efecto de bajar la contrapresión a la presión crítica sobre *a*) la velocidad de salida, *b*) la presión de salida y *c*) el flujo másico a través de la tobera?

17-54C Considere el flujo isentrópico de un fluido por una tobera convergente-divergente con una velocidad subsónica en la garganta. ¿Cómo afecta la sección divergente *a*) la velocidad, *b*) la presión y *c*) el flujo másico del fluido?

17-55C ¿Qué pasaría si se intentara desacelerar un fluido supersónico con un difusor divergente?

17-56 Entra nitrógeno a una tobera convergente-divergente a 700 kPa y 400 K con velocidad despreciable. Determine la velocidad, la presión, la temperatura y la densidad críticas en la tobera.

17-57 Para un gas ideal obtenga una expresión para la relación de la velocidad del sonido correspondiente a Ma = 1 a la velocidad del sonido correspondiente a la temperatura de estancamiento, c^*/c_0.

17-58 Entra aire a una tobera convergente-divergente a 1.2 MPa con velocidad despreciable. Suponiendo que el flujo es isentrópico, determine la contrapresión que dará por resultado un número de Mach de 1.8 a la salida. *Respuesta:* 209 kPa

17-59E Entra aire a una tobera aceleradora a 30 psia, 630 R y una velocidad de 450 pies/s. Suponiendo flujo isentrópico, determine la presión y la temperatura del aire en una ubicación donde la velocidad del aire sea igual a la velocidad del sonido. ¿Cuál es la relación del área de esta ubicación al área de entrada? *Respuestas:* 539 R, 17.4 psia, 0.574

17-60 Un gas ideal fluye a través de un conducto que primero converge y luego diverge, sufriendo un proceso adiabático, reversible, de flujo estacionario. Para flujo subsónico a la entrada, haga un esquema de la variación de la presión, la velocidad y el número de Mach a lo largo de la tobera cuando el número de Mach en el área mínima de la tobera sea igual a la unidad.

17-61 Repita el problema 17-60 para flujo supersónico a la entrada.

17-62 Explique por qué el flujo máximo por unidad de área de un gas dado depende sólo de $P_0/\sqrt{T_0}$. Para un gas ideal con $k = 1.4$ y $R = 0.287$ kJ/kg · K, encuentre la constante a tal que $\dot{m}/A^* = aP_0/\sqrt{T_0}$.

17-63 Un gas ideal con $k = 1.4$ fluye por una tobera de tal manera que el número de Mach es 1.8 cuando el área de flujo es de 36 cm^2. Suponiendo que el flujo es isentrópico, determine el área de flujo en la ubicación en la que el número de Mach es 0.9.

17-64 Repita el problema 17-63 para un gas ideal con $k = 1.33$.

17-65E Entra aire a una tobera convergente-divergente de un túnel de viento supersónico a 150 psia y 100 °F con baja velocidad. El área de flujo en la sección de pruebas es igual al área de salida de la tobera, que es de 5 pies^2. Calcule la presión, la temperatura, la velocidad y el flujo másico en la sección de pruebas para un número de Mach Ma = 2. Explique por qué el aire debe estar muy seco para esta aplicación.
Respuestas: 19.1 psia, 311 R, 1 729 pies/s, 1 435 lbm/s

17-66 Entra aire a una tobera aceleradora a 0.5 MPa, 420 K y una velocidad de 110 m/s. Suponiendo flujo isentrópico, determine la presión y la temperatura del aire en una ubicación en la que la velocidad del aire sea igual a la velocidad del sonido. ¿Cuál es la relación del área de esta ubicación al área de entrada? *Respuestas:* 355 K, 278 kPa, 0.428

17-67 Repita el problema 17-66 suponiendo que la velocidad de entrada es despreciable.

17-68 Entra aire a 900 kPa y 400 K a una tobera convergente con velocidad despreciable. El área de garganta de la tobera es de 10 cm^2. Suponiendo flujo isentrópico, calcule y grafique la presión de salida, la velocidad de salida y el flujo másico contra la contrapresión P_b para $0.9 \geq P_b \geq 0.1$ MPa.

17-69 Reconsidere el problema 17-68. Usando el software EES (u otro), resuelva el problema para las condiciones de entrada de 0.8 MPa y 1 200 K.

Ondas de choque y ondas de expansión

17-70C ¿Las relaciones isentrópicas de los gases ideales son aplicables para flujos que atraviesan *a*) ondas de choque normales, *b*) ondas de choque oblicuas y *c*) ondas de expansión de Prandtl-Meyer?

17-71C ¿Qué representan los estados en la línea Fanno y la línea Rayleigh? ¿Qué representan los puntos de intersección de estas dos curvas?

17-72C Se afirma que un choque oblicuo se puede analizar como un choque normal siempre y cuando la componente normal de velocidad (normal a la superficie de onda de choque) se use en el análisis. ¿Está usted de acuerdo con esta afirmación?

17-73C ¿Cómo afecta el choque normal *a*) la velocidad del fluido, *b*) la temperatura estática, *c*) la temperatura de estancamiento, *d*) la presión estática y *e*) la presión de estancamiento?

17-74C ¿Cómo ocurren los choques oblicuos? ¿En qué se distinguen de los choques normales?

17-75C ¿Para que ocurra un choque oblicuo, el flujo corriente arriba tiene que ser supersónico? ¿El flujo corriente abajo de un choque oblicuo tiene que ser subsónico?

17-76C ¿El número de Mach de un fluido puede ser mayor que 1 después de una onda de choque? Explique.

17-77C Considere flujo supersónico de aire que se acerca a la nariz de una cuña bidimensional y que experimenta un choque oblicuo. ¿En qué condiciones se desprende un choque oblicuo de la nariz de la cuña y forma una onda separada? ¿Cuál es el valor numérico del ángulo de choque de la onda separada en su parte que está enfrente de la punta de la cuña?

17-78C Considere flujo supersónico que incide sobre la nariz redondeada de un avión. ¿La onda de choque oblicua que se forma frente a la nariz será una onda de choque separada o una onda que toque la nariz de avión? Explique.

17-79C ¿Puede desarrollarse una onda de choque en la sección convergente de una tobera convergente-divergente? Explique.

17-80 Entra aire a un choque normal a 26 kPa, 230 K y 815 m/s. Calcule la presión de estancamiento y el número Mach corriente arriba del choque, así como la presión, la temperatura, la velocidad, el número de Mach y la presión de estancamiento corriente abajo del choque.

17-81 Calcule el cambio de entropía a través de la onda normal de choque del problema 17-80. *Respuesta:* 0.242 kJ/kg · K

17-82 Para un gas ideal que sufre un choque normal, desarrolle una relación para V_2/V_1 en términos de k, Ma_1 y Ma_2.

17-83 Entra aire a una tobera convergente-divergente con baja velocidad a 2.0 MPa y 100 °C. Si el área de salida de la tobera es 3.5 veces el área de garganta, ¿cuál debe ser la contrapresión para producir un choque normal en el plano de salida de la tobera? *Respuesta:* 0.661 MPa

17-84 ¿Cuál debe ser la contrapresión en el problema 17-83 para que ocurra un choque normal en la ubicación en donde el área de sección transversal es dos veces el área de garganta?

17-85E Aire que fluye en una tobera estacionariamente experimenta un choque normal a un número de Mach de Ma = 2.5. Si la presión y la temperatura del aire son 10.0 psia y 440.5 R corriente arriba del choque, calcule la presión, la temperatura, la velocidad, el número de Mach y la presión de estancamiento corriente abajo del choque. Compare estos resultados con los obtenidos para helio que sufre un choque normal en las mismas condiciones.

17-86E Reconsidere el problema 17-85E. Usando el software EES (u otro), estudie los efectos tanto para aire como helio que fluyen estacionariamente en una tobera cuando hay un choque normal a un número de Mach en el intervalo $2 < \text{Ma}_1 < 3.5$. Además de la información solicitada, calcule el cambio de entropía del aire y del helio en el choque normal. Tabule los resultados en una tabla paramétrica.

17-87 Entra aire a una tobera convergente-divergente de un túnel de viento supersónico a 1 MPa y 300 K con una velocidad baja. Si ocurre una onda de choque normal en el plano de salida de la tobera a Ma = 2.4, determine la presión, la temperatura, el número Mach, la velocidad y la presión de estancamiento después de la onda de choque.
Respuestas: 448 kPa, 284 K, 0.523, 177 m/s, 540 kPa

17-88 Usando el software EES (u otro), calcule y grafique el cambio de entropía del aire al atravesar el choque normal para números de Mach corriente arriba entre 0.5 y 1.5 en incrementos de 0.1. Explique por qué pueden ocurrir ondas de choque normales sólo para números de Mach corriente arriba mayores de Ma = 1.

17-89 Considere flujo supersónico de aire que se acerca a la nariz de una cuña bidimensional a un número de Mach de 5. Usando la figura 17-43, determine el ángulo mínimo de choque y el máximo ángulo de deflexión que puede tener un choque oblicuo recto.

17-90 Aire que fluye a 32 kPa, 240 K y $\text{Ma}_1 = 3.6$ se fuerza a sufrir una expansión al girar 15°. Determine el número de Mach, la presión y la temperatura del aire después de la expansión. *Respuestas:* 4.81, 6.65 kPa, 153 K

17-91 Considere el flujo supersónico de aire en condiciones corriente arriba de 70 kPa, 260 K y un número de Mach de 2.4 que incide sobre una cuña bidimensional de ángulo de 10°. Si el eje de la cuña está inclinado 25° con respecto a la dirección de flujo de aire corriente arriba, determine el número de Mach, la presión y la temperatura corriente abajo en la región por encima de la cuña.
Respuestas: 3.105, 23.8 kPa, 191 K

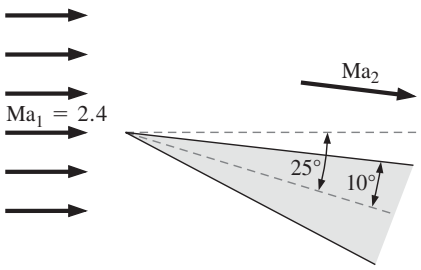


Figura P17-91

17-92 Reconsidere el problema 17-91. Determine el número de Mach, la presión y la temperatura corriente abajo en la región debajo de la cuña para una onda de choque oblicua fuerte para un número de Mach corriente arriba de 5.

17-93E Aire a 12 psia, 30 °F y un número de Mach de 2.0 se fuerza a girar hacia arriba por una rampa que hace un ángulo de 8° con respecto a la dirección del flujo. Como resultado, se forma una onda de choque oblicua débil. Determine el ángulo de choque, el número de Mach, la presión y la temperatura después del choque.

17-94E Aire que fluye a 8 psia, 480 R y $\text{Ma}_1 = 2.0$ se fuerza a sufrir una compresión al girar 15°. Determine el número de Mach, la presión y la temperatura del aire después de la compresión.

17-95 Aire que fluye a 60 kPa, 240 K y un número de Mach de 3.4 incide sobre una cuña bidimensional de 8° de mitad de su ángulo. Determine los dos posibles ángulos de choque oblicuo, $\beta_{\text{débil}}$ y β_{fuerte}, que se pudieran provocar por esta cuña. Para cada caso calcule la presión, la temperatura y el número Mach corriente abajo del choque oblicuo.

17-96 Aire que fluye de manera estacionaria en una tobera experimenta un choque normal a un número de Mach de

Ma = 2.6. Si la presión y la temperatura del aire son 58 kPa y 270 K, respectivamente, corriente arriba del choque, calcule la presión, la temperatura, la velocidad, el número de Mach y la presión de estancamiento corriente abajo del choque. Compare estos resultados con los de helio que sufre un choque normal bajo las mismas condiciones.

17-97 Calcule el cambio de entropía del aire al atravesar la onda normal de choque del problema 17-96.

Flujo en ducto con transferencia de calor y de fricción despreciable (flujo de Rayleigh)

17-98C ¿Cuál es el efecto de calentar el fluido sobre la velocidad de flujo en caso de flujo subsónico de Rayleigh? Conteste la misma pregunta para flujo supersónico de Rayleigh.

17-99C En un diagrama *T-s* de flujo de Rayleigh, ¿qué representan los puntos en la línea de Rayleigh?

17-100C ¿Cuál es el efecto de la ganancia y la pérdida de calor sobre la entropía del fluido en el flujo de Rayleigh?

17-101C Considere flujo de Rayleigh subsónico de aire con un número de Mach de 0.92. Ahora se transfiere calor al fluido y el número de Mach aumenta a 0.95. ¿La temperatura T del fluido aumentará, disminuirá o permanecerá constante en este proceso? ¿Y la temperatura de estancamiento T_0?

17-102C ¿Cuál es la característica más relevante del flujo de Rayleigh? ¿Cuáles son las principales suposiciones asociadas con el flujo de Rayleigh?

17-103C Considere un flujo subsónico de Rayleigh que se acelera a velocidad sónica (Ma = 1) a la salida del ducto por calentamiento. Si el fluido se sigue calentando, ¿el flujo a la salida del ducto será supersónico, subsónico o seguirá siendo sónico?

17-104 Entra gas argón a un ducto de sección transversal constante a $Ma_1 = 0.2$, $P_1 = 320$ kPa y $T_1 = 400$ K a razón de 1.2 kg/s. Despreciando pérdidas por fricción, determine la máxima tasa de transferencia térmica al argón sin reducir el flujo másico.

17-105 Se calienta aire mientras fluye subsónicamente por un ducto. Cuando la cantidad de transferencia de calor llega a 67 kJ/kg, se observa que el flujo se bloquea y la velocidad y la presión estática a la salida se mide y son 620 m/s y 680 kPa. Despreciando las pérdidas por fricción, determine la velocidad, la temperatura estática y la presión estática a la entrada del ducto.

17-106 Aire comprimido del compresor de una turbina de gas entra a la cámara de combustión a $T_1 = 700$ K, $P_1 = 600$ kPa y $Ma_1 = 0.2$ a razón de 0.3 kg/s. Por la combustión, se transfiere calor al aire a razón de 150 kJ/s mientras fluye por el ducto con fricción despreciable. Determine el número de Mach a la salida del ducto y la caída en la presión de estancamiento $P_{01} - P_{02}$ durante este proceso. *Respuestas:* 0.271, 12.7 kPa

17-107 Repita el problema 17-106 para una tasa de transferencia de calor de 300 kJ/s.

17-108E Fluye aire con fricción despreciable por un ducto de 4 pulgadas de diámetro a razón de 5 lbm/s. La temperatura y la presión a la entrada son $T_1 = 800$ R y $P_1 = 30$ psia, y el número de Mach a la salida es $Ma_2 = 1$. Determine la tasa de transferencia de calor y la caída de presión para esta sección del ducto.

17-109 Entra aire a un ducto sin fricción con $V_1 = 70$ m/s, $T_1 = 600$ K y $P_1 = 350$ kPa. Haciendo que la temperatura de salida T_2 varíe de 600 a 5 000 K, evalúe el cambio de entropía a intervalos de 200 K y grafique la línea de Rayleigh en un diagrama *T-s*.

17-110E Se calienta aire mientras fluye por un ducto cuadrado de 6 pulgadas × 6 pulgadas de sección transversal con fricción despreciable. A la entrada, el aire está a $T_1 = 700$ R, $P_1 = 80$ psia y $V_1 = 260$ pies/s. Determine la tasa a la que se debe transferir calor al aire para bloquear el flujo a la salida del ducto, y el cambio de entropía del aire durante este proceso.

17-111 Entra aire a un ducto rectangular a $T_1 = 300$ K, $P_1 = 420$ kPa y $Ma_1 = 2$. Se transfiere calor al aire en la cantidad de 55 kJ/kg mientras fluye por el ducto. Despreciando las pérdidas por fricción, determine la temperatura y el número de Mach a la salida del ducto. *Respuestas:* 386 K, 1.64

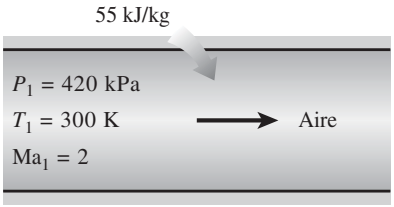


Figura P17-111

17-112 Repita el problema 17-111 suponiendo que el aire se enfría en la cantidad de 55 kJ/kg.

17-113 Considere una cámara de combustión tubular de 16 cm de diámetro. El aire entra al tubo a 450 K, 380 kPa y 55 m/s. El combustible, con un poder calorífico de 39 000 kJ/kg, se quema rociándolo en el aire. Si el número de Mach a la salida es de 0.8, determine la tasa a la que se quema el combustible y la temperatura de salida. Suponga combustión completa y desprecie el aumento en el flujo másico debido a la inyección del combustible.

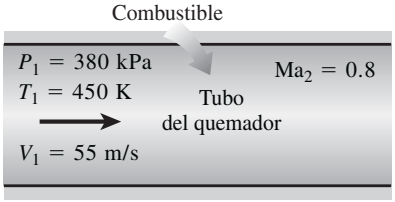


Figura P17-113

17-114 Considere flujo supersónico de aire por un ducto de 7 cm de diámetro con fricción despreciable. El aire entra al ducto a $Ma_1 = 1.8$, $P_{01} = 140$ kPa y $T_{01} = 600$ K, y se desacelera por el calentamiento. Determine la temperatura más alta a la que se puede calentar el aire por adición de calor dejando constante el flujo másico.

Toberas de vapor de agua

17-115C ¿Qué es la sobresaturación? ¿En qué condiciones ocurre?

17-116 Entra vapor de agua a una tobera convergente a 5.0 MPa y 400 °C con una velocidad despreciable, y sale a 3.0 MPa. Para un área de salida de la tobera de 60 cm^2, determine la velocidad de salida, el flujo másico y el número de Mach de salida si la tobera *a*) es isentrópica y *b*) tiene una eficiencia de 94 por ciento. *Respuestas: a*) 529 m/s, 36.9 kg/s, 0.935, *b*) 512 m/s, 35.5 kg/s, 0.903

17-117E Entra vapor de agua a una tobera convergente a 450 psia y 900 °F con una velocidad despreciable, y sale a 275 psia. Para un área de salida de la tobera de 3.75 $pulg^2$, determine la velocidad de salida, el flujo másico y el número de Mach de salida si la tobera *a*) es isentrópica, *b*) tiene una eficiencia de 90 por ciento. *Respuestas: a*) 1 847 pies/s, 18.7 lbm/s, 0.900, *b*) 1 752 pies/s, 17.5 lbm/s, 0.849

17-118 Entra vapor de agua a una tobera convergente-divergente a 1 MPa y 500 °C con una velocidad despreciable a un flujo másico de 2.5 kg/s, y sale a una presión de 200 kPa. Suponiendo que el flujo por la tobera es isentrópico, determine el área de salida y el número de Mach de salida.
Respuestas: 31.5 cm^2, 1.738

17-119 Repita el problema 17-118 para una eficiencia de tobera de 85 por ciento.

Problemas de repaso

17-120 El empuje desarrollado por el motor de un avión Boeing 777 es alrededor de 380 kN. Suponiendo flujo bloqueado en la tobera, determine el flujo másico del aire por la tobera. Tome las condiciones ambientes como 220 K y 40 kPa.

17-121 Una sonda estacionaria de temperatura insertada en un ducto donde fluye aire a 190 m/s indica 85 °C. ¿Cuál es la temperatura real del aire? *Respuesta:* 67.0 °C

17-122 Entra nitrógeno a un intercambiador de calor de flujo estacionario a 150 kPa, 10 °C y 100 m/s y recibe calor en la cantidad de 150 kJ/kg mientras fluye. El nitrógeno sale del intercambiador de calor a 100 kPa con una velocidad de 200 m/s. Determine la presión y la temperatura de estancamiento del nitrógeno en los estados de entrada y salida.

17-123 Grafique el parámetro de flujo másico $\dot{m}\sqrt{RT_0}/(AP_0)$ contra el número de Mach para $k = 1.2$, 1.4 y 1.6 en el intervalo de $0 \le \text{Ma} \le 1$.

17-124 Obtenga la ecuación 17-10 comenzando con la ecuación 17-9 y usando la regla cíclica y las relaciones de propiedades termodinámicas

$$\frac{c_p}{T} = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P \quad \text{y} \quad \frac{c_v}{T} = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v.$$

17-125 Para gases ideales que experimentan procesos isentrópicos, obtenga expresiones para P/P^*, T/T^* y p/p^* como funciones de k y Ma.

17-126 Usando las ecuaciones 17-4, 17-13 y 17-14, verifique que, para el flujo estacionario de gases ideales, $dT_0/T = dA/A + (1-\text{Ma}^2)dV/V$. Explique el efecto del calentamiento y de los cambios de área sobre la velocidad de un gas ideal en flujo estacionario para *a*) flujo subsónico y *b*) flujo supersónico.

17-127 Un avión subsónico vuela a una altitud de 5 000 m, donde las condiciones atmosféricas son de 54 kPa y 256 K. Una sonda estática de Pitot mide que la diferencia entre las presiones estática y de estancamiento es de 16 kPa. Calcule la velocidad del avión y el número de Mach de vuelo.
Respuestas: 199 m/s, 0.620

17-128 Deduzca una expresión para la velocidad del sonido basada en la ecuación de estado de Van der Waals $P = RT/(v-b) - a/v^2$. Usando esta relación, determine la velocidad del sonido en dióxido de carbono a 80 °C y 320 kPa, y compare su resultado con el obtenido suponiendo comportamiento de gas ideal. Las constantes de Van der Waals para dióxido de carbono son $a = 364.3$ kPa · $m^6/kmol^2$ y $b = 0.0427$ $m^3/kmol$.

17-129 Entra helio a una tobera a 0.6 MPa, 560 K y una velocidad de 120 m/s. Suponiendo flujo isentrópico, determine la presión y la temperatura del helio a una ubicación donde la velocidad es igual a la velocidad del sonido. ¿Cuál es la relación del área de esta ubicación al área de entrada?

17-130 Repita el problema 17-129 suponiendo que la velocidad de entrada es despreciable.

17-131 Entra aire a 0.9 MPa y 400 K a una tobera convergente con una velocidad de 180 m/s. El área de la garganta es de 10 cm^2. Suponiendo flujo isentrópico, calcule y grafique el flujo másico a través de la tobera, la velocidad de salida, el número de Mach de salida y la relación de presión de salida a presión de estancamiento contra la relación de contrapresión a presión de estancamiento para un intervalo de contrapresión de $0.9 \ge P_b \ge 0.1$ MPa.

17-132 Entra nitrógeno por un conducto con un área de flujo variable a 400 K, 100 kPa y un número de Mach de 0.3. Suponiendo un flujo isentrópico estable, determine la temperatura, presión y número de Mach en una ubicación donde el área de flujo ha sido reducida 20 por ciento.

17-133 Repita el problema 17-132 para un número de Mach de 0.5 en la entrada.

17-134 Entra nitrógeno a una tobera convergente a 620 kPa y 310 K con una velocidad despreciable, y experimenta un choque normal en una ubicación en la que el número de Mach es Ma = 3.0. Calcule la presión, la temperatura, la velocidad, el número de Mach y la presión de estancamiento corriente abajo del choque. Compare estos resultados con los de aire que sufre un choque normal en las mismas condiciones.

17-135 Un avión vuela con un número de Mach $\text{Ma}_1 = 0.9$ a una altitud de 7 000 m donde la presión es de 41.1 kPa y la temperatura es de 242.7 K. El aire al salir del difusor que se encuentra a la entrada del motor de la aeronave, tiene un número de Mach $\text{Ma}_2 = 0.3$. Para un flujo másico de 38 kg/s, determine la elevación de presión estática a través del difusor y el área de salida.

17-136 Considere una mezcla equimolar de oxígeno y nitrógeno. Determine la temperatura, la presión y la densidad críticas para una temperatura y una presión de estancamiento de 550 K y 350 kPa.

17-137E Se expande helio en una tobera de 220 psia, 740 R y velocidad despreciable, a 15 psia. Calcule las áreas de garganta y salida para un flujo másico de 0.2 lbm/s, suponiendo que la tobera es isentrópica. ¿Por qué esta tobera debe ser convergente-divergente?

17-138 Usando el software EES y las relaciones de la tabla A-32, calcule las funciones de flujo compresible unidimensional para un gas ideal con $k = 1.667$ y presente sus resultados duplicando la tabla A-32.

17-139 Usando el software EES y las relaciones de la tabla A-33, calcule las funciones de choque normal unidimensional para un gas ideal con $k = 1.667$ y presente sus resultados duplicando la tabla A-33.

17-140 Se expande helio en una tobera de 1 MPa, 500 K y velocidad despreciable, a 0.1 MPa. Calcule las áreas de garganta y salida para un flujo másico de 0.46 kg/s, suponiendo que la tobera es isentrópica. ¿Por qué esta tobera debe ser convergente-divergente? *Respuestas:* 6.46 cm^2, 10.8 cm^2

17-141 Usando el software EES (u otro) y las relaciones que se dan en la tabla A-33, genere las funciones de choque normal unidimensional variando el número de Mach corriente arriba de 1 a 10 en incrementos de 0.5 para aire con $k = 1.4$.

17-142 Repita el problema 17-141 para metano con $k = 1.3$.

17-143 Se calienta aire mientras fluye subsónicamente por un ducto cuadrado de 10 cm × 10 cm de sección transversal. Las propiedades del aire a la entrada se mantienen a $Ma_1 = 0.6$, $P_1 = 350$ kPa y $T_1 = 420$ K todo el tiempo. Despreciando las pérdidas por fricción, determine la máxima tasa de transferencia de calor al aire en el ducto sin afectar las condiciones de entrada. *Respuesta:* 716 kW

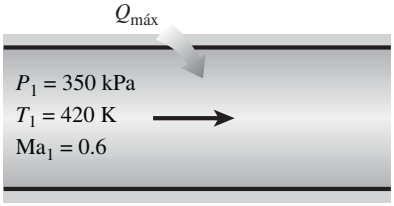


Figura P17-143

17-144 Repita el problema 17-143 para helio.

17-145 Se acelera aire mientras se calienta en un ducto con fricción despreciable. El aire entra a $V_1 = 100$ m/s, $T_1 = 400$ K y $P_1 = 35$ kPa, y luego sale a un número de Mach $Ma_2 = 0.8$. Determine la transferencia de calor al aire, en kJ/kg. También determine la cantidad máxima de transferencia de calor sin reducir el flujo másico del aire.

17-146 Aire en condiciones sónicas y temperatura y presión estáticas de 340 K y 250 kPa, respectivamente, se va a acelerar a un número de Mach de 1.6 enfriándolo mientras fluye por un canal con área de sección transversal constante. Despreciando los efectos de la fricción, determine la transferencia necesaria de calor del aire, en kJ/kg. *Respuesta:* 47.5 kJ/kg

17-147 Se enfría aire mientras fluye por un ducto de 20 cm de diámetro. Las condiciones de entrada son $Ma_1 = 1.2$, $T_{01} = 350$ K y $P_{01} = 240$ kPa, y el número de Mach de salida es $Ma_2 = 2.0$. Despreciando los efectos de la fricción, determine la tasa de enfriamiento del aire.

17-148 Vapor de agua saturado entra a una tobera convergente-divergente a 1.75 MPa, 10 por ciento de humedad y velocidad despreciable, y sale a 1.2 MPa. Para un área de salida de la tobera de 25 cm^2, determine el área de garganta, la velocidad de salida, el flujo másico y número de Mach de salida si la tobera *a*) es isentrópica y *b*) tiene una eficiencia de 92 por ciento.

17-149 Usando el software EES (u otro), determine la forma de una tobera convergente-divergente para aire para un flujo másico de 3 kg/s y condiciones de estancamiento de entrada de 1 400 kPa y 200 °C. Suponga que el flujo es isentrópico. Repita el cálculo varias veces disminuyendo la presión a la salida cada vez en 50 kPa hasta una presión de salida de 100 kPa. Dibuje a escala la tobera. También calcule y grafique el número de Mach a lo largo de la tobera.

17-150 Entra vapor de agua a 6.0 MPa y 700 K a una tobera convergente con velocidad despreciable. El área de garganta de la tobera es de 8 cm^2. Suponiendo flujo isentrópico, grafique la presión de salida, la velocidad de salida y el flujo másico a través de la tobera contra la contrapresión P_b para $6.0 \geq P_b \geq 3.0$ MPa. Trate el vapor de agua como gas ideal con $k = 1.3$, $c_p = 1.872$ kJ/kg · K y $R = 0.462$ kJ/kg · K.

17-151 Encuentre la expresión para la relación de la presión de estancamiento después de una onda de choque con respecto a la presión estática antes de la onda de choque como función de k y el número de Mach corriente arriba de la onda de choque Ma_1.

17-152 Usando el software EES (u otro) y las relaciones que se dan en la tabla A-32, calcule las funciones de flujo compresible unidimensional isentrópico variando el número de Mach corriente arriba de 1 a 10 en incrementos de 0.5 para aire con $k = 1.4$.

17-153 Repita el problema 17-152 para metano con $k = 1.3$.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

17-154 Un avión vuela en vuelo de crucero en aire calmado a 5 °C a una velocidad de 400 m/s. La temperatura de aire en la nariz del avión, donde ocurre el estancamiento, es

a) 5 °C *b*) 25 °C *c*) 55 °C
d) 80 °C *e*) 85 °C

17-155 Fluye aire en un túnel de viento a 25 °C, 80 kPa y 250 m/s. La presión de estancamiento en la sonda insertada en la sección de flujo es

a) 87 kPa *b*) 96 kPa *c*) 113 kPa
d) 119 kPa *e*) 125 kPa

17-156 Se informa que un avión vuela en aire calmado a −20 °C y 40 kPa a un número de Mach de 0.86. La velocidad del avión es

a) 91 m/s *b*) 220 m/s *c*) 186 m/s
d) 274 m/s *e*) 378 m/s

17-157 Fluye aire en un túnel de viento a 12 °C y 66 kPa a una velocidad de 230 m/s. El número de Mach del flujo es

a) 0.54 *b*) 0.87 *c*) 3.3
d) 0.36 *e*) 0.68

17-158 Considere una tobera convergente con una velocidad baja a la entrada y velocidad sónica en el plano de salida. Ahora se reduce a la mitad el diámetro de salida de la tobera mientras que la temperatura y la presión de entrada a la tobera se mantienen iguales. La velocidad de salida de la tobera

a) permanecerá constante
b) se duplicará
c) se cuadruplicará
d) se reducirá a la mitad
e) se reducirá a la cuarta parte

17-159 Llega aire a una tobera convergente-divergente con baja velocidad a 12 °C y 200 kPa, y sale de la tobera a velocidad supersónica. La velocidad del aire en la garganta de la tobera es

a) 338 m/s *b*) 309 m/s *c*) 280 m/s
d) 256 m/s *e*) 95 m/s

17-160 Llega gas argón a una tobera convergente-divergente con baja velocidad a 20 °C y 120 kPa, y sale de la tobera a velocidad supersónica. Si el área de la sección transversal de la garganta es de 0.015 m^2, el flujo másico por la tobera es

a) 0.41 kg/s *b*) 3.4 kg/s *c*) 5.3 kg/s
d) 17 kg/s *e*) 22 kg/s

17-161 Llega dióxido de carbono a una tobera convergente-divergente a 60 m/s, 310 °C y 300 kPa, y sale de la tobera a velocidad supersónica. La velocidad del dióxido de carbono en la garganta de la tobera es

a) 125 m/s *b*) 225 m/s *c*) 312 m/s
d) 353 m/s *e*) 377 m/s

17-162 Considere el flujo de gas por una tobera convergente-divergente. De las cinco afirmaciones siguientes, seleccione la que es incorrecta:

a) La velocidad del fluido en la garganta nunca puede exceder la velocidad del sonido.

b) Si la velocidad del fluido en la garganta es menor que la velocidad del sonido, la sección divergente actuará como difusor.

c) Si el fluido entra a la sección divergente con un número de Mach mayor que uno, el flujo a la salida de la tobera será supersónico.

d) No habrá flujo por la tobera si la contrapresión es igual a la presión de estancamiento.

e) La velocidad de flujo disminuye, la entropía aumenta y la entalpía de estancamiento permanece constante durante el flujo a través de un choque normal.

17-163 Gases de combustión con $k = 1.33$ entran a una tobera convergente a temperatura y presión de estancamiento de 350 °C y 400 kPa, y se descargan al aire atmosférico a 20 °C y 100 kPa. La menor presión que ocurrirá dentro de la tobera es

a) 13 kPa *b*) 100 kPa *c*) 216 kPa
d) 290 kPa *e*) 315 kPa

Problemas de diseño y ensayo

17-164 Averigüe si hay un túnel supersónico en su campus universitario. Si hay uno, obtenga las dimensiones del túnel de viento y las temperaturas y presiones, así como el número de Mach en varias ubicaciones durante la operación. ¿Para qué experimentos típicos se usa un túnel de viento?

17-165 Suponiendo que usted tiene un termómetro y un dispositivo para medir la velocidad del sonido en un gas, explique cómo puede determinar la fracción molar de helio en una mezcla de gases de helio y aire.

17-166 Diseñe un túnel cilíndrico de viento de 1 m de largo cuyo diámetro es de 25 cm, operando a un número de Mach de 1.8. Entra aire atmosférico al túnel de viento a través de una tobera convergente-divergente donde se acelera a velocidades supersónicas. El aire sale del túnel a través de un difusor convergente-divergente donde se desacelera a una velocidad muy baja antes de entrar a la sección de ventilador. Desprecie cualquier irreversibilidad. Especifique las temperaturas y las presiones en varias ubicaciones, así como el flujo másico del aire en condiciones de flujo estacionario. ¿Por qué es a menudo necesario deshumidificar el aire antes de que entre al túnel de viento?

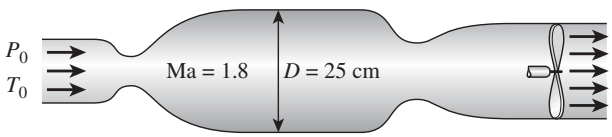


Figura P17-166

APÉNDICE

1

Tablas de propiedades, figuras y diagramas (unidades SI)

Tabla A-1 Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico

Tabla A-2 Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes

Tabla A-3 Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes

Tabla A-4 Agua saturada. Tabla de temperaturas

Tabla A-5 Agua saturada. Tabla de presiones

Tabla A-6 Vapor de agua sobrecalentado

Tabla A-7 Agua líquida comprimida

Tabla A-8 Hielo saturado. Vapor de agua

Figura A-9 Diagrama *T-s* para el agua

Figura A-10 Diagrama de Mollier para el agua

Tabla A-11 Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura

Tabla A-12 Refrigerante 134a saturado. Tabla de presión

Tabla A-13 Refrigerante 134a sobrecalentado

Figura A-14 Diagrama *P-h* para refrigerante 134a

Figura A-15 Carta generalizada de compresibilidad de Nelson-Obert

Tabla A-16 Propiedades de la atmósfera a gran altitud

Tabla A-17 Propiedades de gas ideal del aire

Tabla A-18 Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2

Tabla A-19 Propiedades de gas del oxígeno, O_2

Tabla A-20 Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2

Tabla A-21 Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO

Tabla A-22 Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2

Tabla A-23 Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O

Tabla A-24 Propiedades de gas ideal del oxígeno monoatómico, O

Tabla A-25 Propiedades de gas ideal del hidroxilo, OH

Tabla A-26 Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 25 °C, 1 atm

Tabla A-27 Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes

Tabla A-28 Logaritmos naturales de la constante de equilibrio K_p

Figura A-29 Carta generalizada de desviación de entalpía

Figura A-30 Carta generalizada de desviación de entropía

Figura A-31 Carta psicrométrica a 1 atm de presión total

Tabla A-32 Funciones de flujo compresible unidimensional e isentrópico de un gas ideal con $k = 1.4$

Tabla A-33 Funciones de choque normal unidimensional de un gas ideal con $k = 1.4$

Tabla A-34 Funciones del flujo de Rayleigh para un gas ideal con $k = 1.4$

Tabla A-1

Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico

Sustancia	Fórmula	Masa molar, M kg/kmol	Constante de gas, R kJ/kg · K*	*Propiedades del punto crítico* Temperatura, K	Presión, MPa	Volumen, m^3/kmol
Agua	H_2O	18.015	0.4615	647.1	22.06	0.0560
Aire	—	28.97	0.2870	132.5	3.77	0.0883
Alcohol etílico	C_2H_5OH	46.07	0.1805	516	6.38	0.1673
Alcohol metílico	CH_3OH	32.042	0.2595	513.2	7.95	0.1180
Amoniaco	NH_3	17.03	0.4882	405.5	11.28	0.0724
Argón	Ar	39.948	0.2081	151	4.86	0.0749
Benceno	C_6H_6	78.115	0.1064	562	4.92	0.2603
Bromo	Br_2	159.808	0.0520	584	10.34	0.1355
n-Butano	C_4H_{10}	58.124	0.1430	425.2	3.80	0.2547
Cloro	Cl_2	70.906	0.1173	417	7.71	0.1242
Cloroformo	$CHCl_3$	119.38	0.06964	536.6	5.47	0.2403
Cloruro metílico	CH_3Cl	50.488	0.1647	416.3	6.68	0.1430
Criptón	Kr	83.80	0.09921	209.4	5.50	0.0924
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl_2F_2	120.91	0.06876	384.7	4.01	0.2179
Diclorofluorometano (R-21)	$CHCl_2F$	102.92	0.08078	451.7	5.17	0.1973
Dióxido de carbono	CO_2	44.01	0.1889	304.2	7.39	0.0943
Dióxido de sulfuro	SO_2	64.063	0.1298	430.7	7.88	0.1217
Etano	C_2H_6	30.070	0.2765	305.5	4.48	0.1480
Etileno	C_2H_4	28.054	0.2964	282.4	5.12	0.1242
Helio	He	4.003	2.0769	5.3	0.23	0.0578
n-Hexano	C_6H_{14}	86.179	0.09647	507.9	3.03	0.3677
Hidrógeno (normal)	H_2	2.016	4.1240	33.3	1.30	0.0649
Metano	CH_4	16.043	0.5182	191.1	4.64	0.0993
Monóxido de carbono	CO	28.011	0.2968	133	3.50	0.0930
Neón	Ne	20.183	0.4119	44.5	2.73	0.0417
Nitrógeno	N_2	28.013	0.2968	126.2	3.39	0.0899
Óxido nitroso	N_2O	44.013	0.1889	309.7	7.27	0.0961
Oxígeno	O_2	31.999	0.2598	154.8	5.08	0.0780
Propano	C_3H_8	44.097	0.1885	370	4.26	0.1998
Propileno	C_3H_6	42.081	0.1976	365	4.62	0.1810
Tetracloruro de carbono	CCl_4	153.82	0.05405	556.4	4.56	0.2759
Tetrafluoroetano (R-134a)	CF_3CH_2F	102.03	0.08149	374.2	4.059	0.1993
Triclorofluorometano (R-11)	CCl_3F	137.37	0.06052	471.2	4.38	0.2478
Xenón	Xe	131.30	0.06332	289.8	5.88	0.1186

* La unidad en kJ/kg · K es equivalente a kPa · m^3/kg · K. La constante de gas se calcula de $R = R_u/M$, donde R_u = 8.31447 kJ/kmol · K y M es la masa molar.

Fuente: K. A. Kobe y R. E. Lynn, Jr., *Chemical Review* 52 (1953), pp. 117–236; y ASHRAE, *Handbook of Fundamentals* (Atlanta, GA: Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire, Inc., 1993), pp. 16.4 y 36.1.

Tabla A-2

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes

a) A 300 K

Gas	Fórmula	Constante de gas, R kJ/kg · K	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k
Aire	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argón	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butano	C_4H_{10}	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Dióxido de carbono	CO_2	0.1889	0.846	0.657	1.289
Etano	C_2H_6	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Etileno	C_2H_4	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helio	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hidrógeno	H_2	4.1240	14.307	10.183	1.405
Metano	CH_4	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Monóxido de carbono	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Neón	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrógeno	N_2	0.2968	1.039	0.743	1.400
Octano	C_8H_{18}	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxígeno	O_2	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propano	C_3H_8	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Vapor	H_2O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

Nota: La unidad kJ/kg · K es equivalente a kJ/kg · °C.

Fuente: Kyle, B.G., *Chemical and Process Thermodynamics*, 3a. ed. (Prentice Hall, 2000. Upper Saddle River, Nueva Jersey).

Tabla A-2

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes (*continuación*)

b) A diversas temperaturas

Temperatura, K	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k
	Aire			*Dióxido de carbono, CO_2*			*Monóxido de carbono, CO*		
250	1.003	0.716	1.401	0.791	0.602	1.314	1.039	0.743	1.400
300	1.005	0.718	1.400	0.846	0.657	1.288	1.040	0.744	1.399
350	1.008	0.721	1.398	0.895	0.706	1.268	1.043	0.746	1.398
400	1.013	0.726	1.395	0.939	0.750	1.252	1.047	0.751	1.395
450	1.020	0.733	1.391	0.978	0.790	1.239	1.054	0.757	1.392
500	1.029	0.742	1.387	1.014	0.825	1.229	1.063	0.767	1.387
550	1.040	0.753	1.381	1.046	0.857	1.220	1.075	0.778	1.382
600	1.051	0.764	1.376	1.075	0.886	1.213	1.087	0.790	1.376
650	1.063	0.776	1.370	1.102	0.913	1.207	1.100	0.803	1.370
700	1.075	0.788	1.364	1.126	0.937	1.202	1.113	0.816	1.364
750	1.087	0.800	1.359	1.148	0.959	1.197	1.126	0.829	1.358
800	1.099	0.812	1.354	1.169	0.980	1.193	1.139	0.842	1.353
900	1.121	0.834	1.344	1.204	1.015	1.186	1.163	0.866	1.343
1000	1.142	0.855	1.336	1.234	1.045	1.181	1.185	0.888	1.335
	Hidrógeno, H_2			*Nitrógeno, N_2*			*Oxígeno, O_2*		
250	14.051	9.927	1.416	1.039	0.742	1.400	0.913	0.653	1.398
300	14.307	10.183	1.405	1.039	0.743	1.400	0.918	0.658	1.395
350	14.427	10.302	1.400	1.041	0.744	1.399	0.928	0.668	1.389
400	14.476	10.352	1.398	1.044	0.747	1.397	0.941	0.681	1.382
450	14.501	10.377	1.398	1.049	0.752	1.395	0.956	0.696	1.373
500	14.513	10.389	1.397	1.056	0.759	1.391	0.972	0.712	1.365
550	14.530	10.405	1.396	1.065	0.768	1.387	0.988	0.728	1.358
600	14.546	10.422	1.396	1.075	0.778	1.382	1.003	0.743	1.350
650	14.571	10.447	1.395	1.086	0.789	1.376	1.017	0.758	1.343
700	14.604	10.480	1.394	1.098	0.801	1.371	1.031	0.771	1.337
750	14.645	10.521	1.392	1.110	0.813	1.365	1.043	0.783	1.332
800	14.695	10.570	1.390	1.121	0.825	1.360	1.054	0.794	1.327
900	14.822	10.698	1.385	1.145	0.849	1.349	1.074	0.814	1.319
1000	14.983	10.859	1.380	1.167	0.870	1.341	1.090	0.830	1.313

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 1983, p. 783, Tabla A-4M. Publicada originalmente en *Tables of Thermal Properties of Gases*, NBS Circular 564, 1955.

Tabla A-2

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes (*conclusión*)

c) Como una función de la temperatura

$$\overline{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$

(T en K, c_p en kJ/kmol · K)

Sustancia	Fórmula	*a*	*b*	*c*	*d*	Rango de temp., K	*% de error* Máx.	Prom.
Acetileno	C_2H_2	21.8	9.2143×10^{-2}	-6.527×10^{-5}	18.21×10^{-9}	273-1500	1.46	0.59
Aire	—	28.11	0.1967×10^{-2}	0.4802×10^{-5}	-1.966×10^{-9}	273-1800	0.72	0.33
Amoniaco	NH_3	27.568	2.5630×10^{-2}	0.99072×10^{-5}	-6.6909×10^{-9}	273-1500	0.91	0.36
Azufre	S_2	27.21	2.218×10^{-2}	-1.628×10^{-5}	3.986×10^{-9}	273-1800	0.99	0.38
Benceno	C_6H_6	−36.22	48.475×10^{-2}	-31.57×10^{-5}	77.62×10^{-9}	273-1500	0.34	0.20
i-Butano	C_4H_{10}	−7.913	41.60×10^{-2}	-23.01×10^{-5}	49.91×10^{-9}	273-1500	0.25	0.13
n-Butano	C_4H_{10}	3.96	37.15×10^{-2}	-18.34×10^{-5}	35.00×10^{-9}	273-1500	0.54	0.24
Cloruro de hidrógeno	HCl	30.33	-0.7620×10^{-2}	1.327×10^{-5}	-4.338×10^{-9}	273-1500	0.22	0.08
Dióxido de azufre	SO_2	25.78	5.795×10^{-2}	-3.812×10^{-5}	8.612×10^{-9}	273-1800	0.45	0.24
Dióxido de carbono	CO_2	22.26	5.981×10^{-2}	-3.501×10^{-5}	7.469×10^{-9}	273-1800	0.67	0.22
Dióxido de nitrógeno	NO_2	22.9	5.715×10^{-2}	-3.52×10^{-5}	7.87×10^{-9}	273-1500	0.46	0.18
Etano	C_2H_6	6.900	17.27×10^{-2}	-6.406×10^{-5}	7.285×10^{-9}	273-1500	0.83	0.28
Etanol	C_2H_6O	19.9	20.96×10^{-2}	-10.38×10^{-5}	20.05×10^{-9}	273-1500	0.40	0.22
Etileno	C_2H_4	3.95	15.64×10^{-2}	-8.344×10^{-5}	17.67×10^{-9}	273-1500	0.54	0.13
n-Hexano	C_6H_{14}	6.938	55.22×10^{-2}	-28.65×10^{-5}	57.69×10^{-9}	273-1500	0.72	0.20
Hidrógeno	H_2	29.11	-0.1916×10^{-2}	0.4003×10^{-5}	-0.8704×10^{-9}	273-1800	1.01	0.26
Metano	CH_4	19.89	5.024×10^{-2}	1.269×10^{-5}	-11.01×10^{-9}	273-1500	1.33	0.57
Metanol	CH_4O	19.0	9.152×10^{-2}	-1.22×10^{-5}	-8.039×10^{-9}	273-1000	0.18	0.08
Monóxido de carbono	CO	28.16	0.1675×10^{-2}	0.5372×10^{-5}	-2.222×10^{-9}	273-1800	0.89	0.37
Nitrógeno	N_2	28.90	-0.1571×10^{-2}	0.8081×10^{-5}	-2.873×10^{-9}	273-1800	0.59	0.34
Óxido nítrico	NO	29.34	-0.09395×10^{-2}	0.9747×10^{-5}	-4.187×10^{-9}	273-1500	0.97	0.36
Óxido nitroso	N_2O	24.11	5.8632×10^{-2}	-3.562×10^{-5}	10.58×10^{-9}	273-1500	0.59	0.26
Oxígeno	O_2	25.48	1.520×10^{-2}	-0.7155×10^{-5}	1.312×10^{-9}	273-1800	1.19	0.28
n-Pentano	C_5H_{12}	6.774	45.43×10^{-2}	-22.46×10^{-5}	42.29×10^{-9}	273-1500	0.56	0.21
Propano	C_3H_8	−4.04	30.48×10^{-2}	-15.72×10^{-5}	31.74×10^{-9}	273-1500	0.40	0.12
Propileno	C_3H_6	3.15	23.83×10^{-2}	-12.18×10^{-5}	24.62×10^{-9}	273-1500	0.73	0.17
Trióxido de azufre	SO_3	16.40	14.58×10^{-2}	-11.20×10^{-5}	32.42×10^{-9}	273-1300	0.29	0.13
Agua (vapor)	H_2O	32.24	0.1923×10^{-2}	1.055×10^{-5}	-3.595×10^{-9}	273-1800	0.53	0.24

Fuente: B. G. Kyle, *Chemical and Process Thermodynamics*, Englewood Cliffs, Nueva Jersey, Prentice Hall, 1984.

Tabla A-3

Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes

a) Líquidos

	Datos de ebullición a 1 atm		*Datos de congelación*		*Propiedades de líquidos*		
Sustancia	Punto de ebullición normal, °C	Calor latente de vaporización h_{fg}, kJ/kg	Punto de congelación, °C	Calor latente de fusión h_{if}, kJ/kg	Temperatura, °C	Densidad ρ, kg/m^3	Calor específico c_p, kJ/kg · K
Aceite comestible (ligero)					25	910	1.80
Agua	100	2257	0.0	333.7	0	1000	4.22
					25	997	4.18
					50	988	4.18
					75	975	4.19
					100	958	4.22
Alcohol etílico	78.6	855	−156	108	20	789	2.84
Amoniaco	−33.3	1357	−77.7	322.4	−33.3	682	4.43
					−20	665	4.52
					0	639	4.60
					25	602	4.80
Argón	−185.9	161.6	−189.3	28	−185.6	1394	1.14
Benceno	80.2	394	5.5	126	20	879	1.72
n-Butano	−0.5	385.2	−138.5	80.3	−0.5	601	2.31
Dióxido de carbono	−78.4*	230.5 (a 0°C)	−56.6		0	298	0.59
Etanol	78.2	838.3	−114.2	109	25	783	2.46
Etilén glicol	198.1	800.1	−10.8	181.1	20	1109	2.84
Glicerina	179.9	974	18.9	200.6	20	1261	2.32
Helio	−268.9	22.8	—	—	−268.9	146.2	22.8
Hidrógeno	−252.8	445.7	−259.2	59.5	−252.8	70.7	10.0
Isobutano	−11.7	367.1	−160	105.7	−11.7	593.8	2.28
Mercurio	356.7	294.7	−38.9	11.4	25	13,560	0.139
Metano	−161.5	510.4	−182.2	58.4	−161.5	423	3.49
					−100	301	5.79
Metanol	64.5	1100	−97.7	99.2	25	787	2.55
Nitrógeno	−195.8	198.6	−210	25.3	−195.8	809	2.06
					−160	596	2.97
Octano	124.8	306.3	−57.5	180.7	20	703	2.10
Oxígeno	−183	212.7	−218.8	13.7	−183	1141	1.71
Petróleo	—	230–384			20	640	2.0
Propano	−42.1	427.8	−187.7	80.0	−42.1	581	2.25
					0	529	2.53
					50	449	3.13
Queroseno	204-293	251	−24.9	—	20	820	2.00
Refrigerante 134a	−26.1	217.0	−96.6	—	−50	1443	1.23
Salmuera (20% de cloruro de sodio a base másica)	103.9	—	−17.4	—	20	1150	3.11
					−26.1	1374	1.27
					0	1295	1.34
					25	1207	1.43

* Temperatura de sublimación. (A presiones por debajo de la presión de punto triple de 518 kPa, el dióxido de carbono existe como un sólido o un gas. También, la temperatura de punto de congelamiento del dióxido de carbono es la temperatura de punto triple de –56.5°C.)

Tabla A-3

Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes (*conclusión*)

b) Sólidos (los valores son para temperatura ambiente, excepto que se indique otra cosa)

Sustancia	Densidad, ρ kg/m^3	Calor específico, c_p kJ/kg · K	Sustancia	Densidad, ρ kg/m^3	Calor específico, c_p kJ/kg · K
Metales			No metales		
Acero dulce	7,830	0.500	Arena	1520	0.800
Aluminio			Arcilla	1000	0.920
200 K		0.797	Asfalto	2110	0.920
250 K		0.859	Caucho (blando)	1100	1.840
300 K	2,700	0.902	Caucho (duro)	1150	2.009
350 K		0.929	Concreto	2300	0.653
400 K		0.949	Diamante	2420	0.616
450 K		0.973	Grafito	2500	0.711
500 K		0.997	Granito	2700	1.017
Bronce (76% Cu, 2% Zn, 2% Al)	8,280	0.400	Hielo		
Cobre			200 K		1.56
−173°C		0.254	220 K		1.71
−100°C		0.342	240 K		1.86
−50°C		0.367	260 K		2.01
0°C		0.381	273 K	921	2.11
27°C	8,900	0.386	Ladrillo común	1922	0.79
100°C		0.393	Ladrillo refractario (500 °C)	2300	0.960
200°C		0.403	Madera contrachapada (abeto Douglas)	545	1.21
Hierro	7,840	0.45	Maderas duras (maple, encino, etc.)	721	1.26
Latón amarillo (65% Cu, 35% Zn)	8 310	0.400	Maderas suaves (abeto, pino, etc.)	513	1.38
Magnesio	1,730	1.000	Mármol	2600	0.880
Níquel	8,890	0.440	Piedra	1500	0.800
Plata	10,470	0.235	Piedra caliza	1650	0.909
Plomo	11,310	0.128	Vidrio para ventanas	2700	0.800
Tungsteno	19,400	0.130	Vidrio pirex	2230	0.840
			Yeso o tabla de yeso	800	1.0

c) Alimentos

Alimentos	Contenido de agua, % (masa)	Punto de congelación, °C	*Calor específico, kJ/kg · K* Por encima del punto de congelación	Por debajo del punto de congelación	Calor latente de fusión, kJ/kg
Brócoli	90	−0.6	3.86	1.97	301
Camarón	83	−2.2	3.62	1.89	277
Carne de pollo	74	−2.8	3.32	1.77	247
Carne de res	67	—	3.08	1.68	224
Cerezas	80	−1.8	3.52	1.85	267
Espinaca	93	−0.3	3.96	2.01	311
Fresas	90	−0.8	3.86	1.97	301
Huevo entero	74	−0.6	3.32	1.77	247
Leche entera	88	−0.6	3.79	1.95	294
Lechuga	95	−0.2	4.02	2.04	317
Maíz dulce	74	−0.6	3.32	1.77	247
Helado	63	−5.6	2.95	1.63	210
Mantequilla	16	—	—	1.04	53
Manzanas	84	−1.1	3.65	1.90	281
Naranjas	87	−0.8	3.75	1.94	291
Papas	78	−0.6	3.45	1.82	261
Pavo	64	—	2.98	1.65	214
Plátanos	75	−0.8	3.35	1.78	251
Queso suizo	39	−10.0	2.15	1.33	130
Salmón	64	−2.2	2.98	1.65	214
Sandía	93	−0.4	3.96	2.01	311
Tomates (maduros)	94	−0.5	3.99	2.02	314

Fuente: Los valores han sido obtenidos de varios manuales y otras fuentes, o se han calculado. El contenido de agua y los datos de punto de congelación para alimentos provienen del *ASHRAE, Handbook of Fundamentals*, versión SI, Atlanta, Georgia, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993, Capítulo 30, Tabla 1. El punto de congelación es la temperatura a la que comienza la congelación para frutas y verduras, así como la temperatura promedio de congelación para otros alimentos.

Tabla A-4

Agua saturada. Tabla de temperaturas

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna, kJ/kg*			*Entalpía, kJ/kg*			*Entropía, kJ/kg · K*		
Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

Tabla A-4

Agua saturada. Tabla de temperaturas (*conclusión*)

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna, kJ/kg*			*Entalpía, kJ/kg*			*Entropía, kJ/kg · K*		
Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
205	1724.3	0.001164	0.11508	872.86	1723.5	2596.4	874.87	1920.0	2794.8	2.3776	4.0154	6.3930
210	1907.7	0.001173	0.10429	895.38	1702.9	2598.3	897.61	1899.7	2797.3	2.4245	3.9318	6.3563
215	2105.9	0.001181	0.094680	918.02	1681.9	2599.9	920.50	1878.8	2799.3	2.4712	3.8489	6.3200
220	2319.6	0.001190	0.086094	940.79	1660.5	2601.3	943.55	1857.4	2801.0	2.5176	3.7664	6.2840
225	2549.7	0.001199	0.078405	963.70	1638.6	2602.3	966.76	1835.4	2802.2	2.5639	3.6844	6.2483
230	2797.1	0.001209	0.071505	986.76	1616.1	2602.9	990.14	1812.8	2802.9	2.6100	3.6028	6.2128
235	3062.6	0.001219	0.065300	1010.0	1593.2	2603.2	1013.7	1789.5	2803.2	2.6560	3.5216	6.1775
240	3347.0	0.001229	0.059707	1033.4	1569.8	2603.1	1037.5	1765.5	2803.0	2.7018	3.4405	6.1424
245	3651.2	0.001240	0.054656	1056.9	1545.7	2602.7	1061.5	1740.8	2802.2	2.7476	3.3596	6.1072
250	3976.2	0.001252	0.050085	1080.7	1521.1	2601.8	1085.7	1715.3	2801.0	2.7933	3.2788	6.0721
255	4322.9	0.001263	0.045941	1104.7	1495.8	2600.5	1110.1	1689.0	2799.1	2.8390	3.1979	6.0369
260	4692.3	0.001276	0.042175	1128.8	1469.9	2598.7	1134.8	1661.8	2796.6	2.8847	3.1169	6.0017
265	5085.3	0.001289	0.038748	1153.3	1443.2	2596.5	1159.8	1633.7	2793.5	2.9304	3.0358	5.9662
270	5503.0	0.001303	0.035622	1177.9	1415.7	2593.7	1185.1	1604.6	2789.7	2.9762	2.9542	5.9305
275	5946.4	0.001317	0.032767	1202.9	1387.4	2590.3	1210.7	1574.5	2785.2	3.0221	2.8723	5.8944
280	6416.6	0.001333	0.030153	1228.2	1358.2	2586.4	1236.7	1543.2	2779.9	3.0681	2.7898	5.8579
285	6914.6	0.001349	0.027756	1253.7	1328.1	2581.8	1263.1	1510.7	2773.7	3.1144	2.7066	5.8210
290	7441.8	0.001366	0.025554	1279.7	1296.9	2576.5	1289.8	1476.9	2766.7	3.1608	2.6225	5.7834
295	7999.0	0.001384	0.023528	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2076	2.5374	5.7450
300	8587.9	0.001404	0.021659	1332.7	1230.9	2563.6	1344.8	1404.8	2749.6	3.2548	2.4511	5.7059
305	9209.4	0.001425	0.019932	1360.0	1195.9	2555.8	1373.1	1366.3	2739.4	3.3024	2.3633	5.6657
310	9865.0	0.001447	0.018333	1387.7	1159.3	2547.1	1402.0	1325.9	2727.9	3.3506	2.2737	5.6243
315	10,556	0.001472	0.016849	1416.1	1121.1	2537.2	1431.6	1283.4	2715.0	3.3994	2.1821	5.5816
320	11,284	0.001499	0.015470	1445.1	1080.9	2526.0	1462.0	1238.5	2700.6	3.4491	2.0881	5.5372
325	12,051	0.001528	0.014183	1475.0	1038.5	2513.4	1493.4	1191.0	2684.3	3.4998	1.9911	5.4908
330	12,858	0.001560	0.012979	1505.7	993.5	2499.2	1525.8	1140.3	2666.0	3.5516	1.8906	5.4422
335	13,707	0.001597	0.011848	1537.5	945.5	2483.0	1559.4	1086.0	2645.4	3.6050	1.7857	5.3907
340	14,601	0.001638	0.010783	1570.7	893.8	2464.5	1594.6	1027.4	2622.0	3.6602	1.6756	5.3358
345	15,541	0.001685	0.009772	1605.5	837.7	2443.2	1631.7	963.4	2595.1	3.7179	1.5585	5.2765
350	16,529	0.001741	0.008806	1642.4	775.9	2418.3	1671.2	892.7	2563.9	3.7788	1.4326	5.2114
355	17,570	0.001808	0.007872	1682.2	706.4	2388.6	1714.0	812.9	2526.9	3.8442	1.2942	5.1384
360	18,666	0.001895	0.006950	1726.2	625.7	2351.9	1761.5	720.1	2481.6	3.9165	1.1373	5.0537
365	19,822	0.002015	0.006009	1777.2	526.4	2303.6	1817.2	605.5	2422.7	4.0004	0.9489	4.9493
370	21,044	0.002217	0.004953	1844.5	385.6	2230.1	1891.2	443.1	2334.3	4.1119	0.6890	4.8009
373.95	22,064	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070

Fuente: Las tablas A-4 a A-8 fueron generadas utilizando el programa para resolver ecuaciones de ingeniería (EES) desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. La rutina utilizada en los cálculos es la altamente precisa Steam_IAPWS, que incorpora la Formulación 1995 para las Propiedades Termodinámicas de la Sustancia Agua Ordinaria para Uso Científico y General, editada por The International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS). Esta formulación reemplaza a la formulación de 1984 de Haar, Gallagher y Kell (NBS/NRC Steam Tables, Hemisphere Publishing Co., 1984), la cual está también disponible en EES como la rutina STEAM. La nueva formulación se basa en las correlaciones de Saul y Wagner (J. Phys. Chem. Ref. Data, 16, 893, 1987) con modificaciones para ajustarla a la Escala Internacional de Temperaturas de 1990. Las modificaciones están descritas por Wagner y Pruss (J. Phys. Chem. Ref. Data, 22, 783, 1993). Las propiedades del hielo están basadas en Hyland y Wexler, "Formulations for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H_2O from 173.15 K to 473.15 K", *ASHRAE Trans.*, Part 2A, Paper 2793, 1983.

Tabla A-5

Agua saturada. Tabla de presiones

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna, kJ/kg*			*Entalpía, kJ/kg*			*Entropía, kJ/kg · K*		
Pres., P kPa	Temp. sat., T_{sat} °C	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat, h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690	8.9749
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314	8.8270
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621	8.7227
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302	8.6421
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222	8.5765
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510	8.4734
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176	8.3938
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738	8.2501
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996	8.1488
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522	8.0071
20	60.06	0.001017	7.6481	251.40	2204.6	2456.0	251.42	2357.5	2608.9	0.8320	7.0752	7.9073
25	64.96	0.001020	6.2034	271.93	2190.4	2462.4	271.96	2345.5	2617.5	0.8932	6.9370	7.8302
30	69.09	0.001022	5.2287	289.24	2178.5	2467.7	289.27	2335.3	2624.6	0.9441	6.8234	7.7675
40	75.86	0.001026	3.9933	317.58	2158.8	2476.3	317.62	2318.4	2636.1	1.0261	6.6430	7.6691
50	81.32	0.001030	3.2403	340.49	2142.7	2483.2	340.54	2304.7	2645.2	1.0912	6.5019	7.5931
75	91.76	0.001037	2.2172	384.36	2111.8	2496.1	384.44	2278.0	2662.4	1.2132	6.2426	7.4558
100	99.61	0.001043	1.6941	417.40	2088.2	2505.6	417.51	2257.5	2675.0	1.3028	6.0562	7.3589
101.325	99.97	0.001043	1.6734	418.95	2087.0	2506.0	419.06	2256.5	2675.6	1.3069	6.0476	7.3545
125	105.97	0.001048	1.3750	444.23	2068.8	2513.0	444.36	2240.6	2684.9	1.3741	5.9100	7.2841
150	111.35	0.001053	1.1594	466.97	2052.3	2519.2	467.13	2226.0	2693.1	1.4337	5.7894	7.2231
175	116.04	0.001057	1.0037	486.82	2037.7	2524.5	487.01	2213.1	2700.2	1.4850	5.6865	7.1716
200	120.21	0.001061	0.88578	504.50	2024.6	2529.1	504.71	2201.6	2706.3	1.5302	5.5968	7.1270
225	123.97	0.001064	0.79329	520.47	2012.7	2533.2	520.71	2191.0	2711.7	1.5706	5.5171	7.0877
250	127.41	0.001067	0.71873	535.08	2001.8	2536.8	535.35	2181.2	2716.5	1.6072	5.4453	7.0525
275	130.58	0.001070	0.65732	548.57	1991.6	2540.1	548.86	2172.0	2720.9	1.6408	5.3800	7.0207
300	133.52	0.001073	0.60582	561.11	1982.1	2543.2	561.43	2163.5	2724.9	1.6717	5.3200	6.9917
325	136.27	0.001076	0.56199	572.84	1973.1	2545.9	573.19	2155.4	2728.6	1.7005	5.2645	6.9650
350	138.86	0.001079	0.52422	583.89	1964.6	2548.5	584.26	2147.7	2732.0	1.7274	5.2128	6.9402
375	141.30	0.001081	0.49133	594.32	1956.6	2550.9	594.73	2140.4	2735.1	1.7526	5.1645	6.9171
400	143.61	0.001084	0.46242	604.22	1948.9	2553.1	604.66	2133.4	2738.1	1.7765	5.1191	6.8955
450	147.90	0.001088	0.41392	622.65	1934.5	2557.1	623.14	2120.3	2743.4	1.8205	5.0356	6.8561
500	151.83	0.001093	0.37483	639.54	1921.2	2560.7	640.09	2108.0	2748.1	1.8604	4.9603	6.8207
550	155.46	0.001097	0.34261	655.16	1908.8	2563.9	655.77	2096.6	2752.4	1.8970	4.8916	6.7886
600	158.83	0.001101	0.31560	669.72	1897.1	2566.8	670.38	2085.8	2756.2	1.9308	4.8285	6.7593
650	161.98	0.001104	0.29260	683.37	1886.1	2569.4	684.08	2075.5	2759.6	1.9623	4.7699	6.7322
700	164.95	0.001108	0.27278	696.23	1875.6	2571.8	697.00	2065.8	2762.8	1.9918	4.7153	6.7071
750	167.75	0.001111	0.25552	708.40	1865.6	2574.0	709.24	2056.4	2765.7	2.0195	4.6642	6.6837

Tabla A-5

Agua saturada. Tabla de presiones (*conclusión*)

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna, kJ/kg*			*Entalpía, kJ/kg*			*Entropía, kJ/kg · K*		
Pres., P kPa	Temp. sat., T_{sat} °C	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat, h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
800	170.41	0.001115	0.24035	719.97	1856.1	2576.0	720.87	2047.5	2768.3	2.0457	4.6160	6.6616
850	172.94	0.001118	0.22690	731.00	1846.9	2577.9	731.95	2038.8	2770.8	2.0705	4.5705	6.6409
900	175.35	0.001121	0.21489	741.55	1838.1	2579.6	742.56	2030.5	2773.0	2.0941	4.5273	6.6213
950	177.66	0.001124	0.20411	751.67	1829.6	2581.3	752.74	2022.4	2775.2	2.1166	4.4862	6.6027
1000	179.88	0.001127	0.19436	761.39	1821.4	2582.8	762.51	2014.6	2777.1	2.1381	4.4470	6.5850
1100	184.06	0.001133	0.17745	779.78	1805.7	2585.5	781.03	1999.6	2780.7	2.1785	4.3735	6.5520
1200	187.96	0.001138	0.16326	796.96	1790.9	2587.8	798.33	1985.4	2783.8	2.2159	4.3058	6.5217
1300	191.60	0.001144	0.15119	813.10	1776.8	2589.9	814.59	1971.9	2786.5	2.2508	4.2428	6.4936
1400	195.04	0.001149	0.14078	828.35	1763.4	2591.8	829.96	1958.9	2788.9	2.2835	4.1840	6.4675
1500	198.29	0.001154	0.13171	842.82	1750.6	2593.4	844.55	1946.4	2791.0	2.3143	4.1287	6.4430
1750	205.72	0.001166	0.11344	876.12	1720.6	2596.7	878.16	1917.1	2795.2	2.3844	4.0033	6.3877
2000	212.38	0.001177	0.099587	906.12	1693.0	2599.1	908.47	1889.8	2798.3	2.4467	3.8923	6.3390
2250	218.41	0.001187	0.088717	933.54	1667.3	2600.9	936.21	1864.3	2800.5	2.5029	3.7926	6.2954
2500	223.95	0.001197	0.079952	958.87	1643.2	2602.1	961.87	1840.1	2801.9	2.5542	3.7016	6.2558
3000	233.85	0.001217	0.066667	1004.6	1598.5	2603.2	1008.3	1794.9	2803.2	2.6454	3.5402	6.1856
3500	242.56	0.001235	0.057061	1045.4	1557.6	2603.0	1049.7	1753.0	2802.7	2.7253	3.3991	6.1244
4000	250.35	0.001252	0.049779	1082.4	1519.3	2601.7	1087.4	1713.5	2800.8	2.7966	3.2731	6.0696
5000	263.94	0.001286	0.039448	1148.1	1448.9	2597.0	1154.5	1639.7	2794.2	2.9207	3.0530	5.9737
6000	275.59	0.001319	0.032449	1205.8	1384.1	2589.9	1213.8	1570.9	2784.6	3.0275	2.8627	5.8902
7000	285.83	0.001352	0.027378	1258.0	1323.0	2581.0	1267.5	1505.2	2772.6	3.1220	2.6927	5.8148
8000	295.01	0.001384	0.023525	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2077	2.5373	5.7450
9000	303.35	0.001418	0.020489	1350.9	1207.6	2558.5	1363.7	1379.3	2742.9	3.2866	2.3925	5.6791
10,000	311.00	0.001452	0.018028	1393.3	1151.8	2545.2	1407.8	1317.6	2725.5	3.3603	2.2556	5.6159
11,000	318.08	0.001488	0.015988	1433.9	1096.6	2530.4	1450.2	1256.1	2706.3	3.4299	2.1245	5.5544
12,000	324.68	0.001526	0.014264	1473.0	1041.3	2514.3	1491.3	1194.1	2685.4	3.4964	1.9975	5.4939
13,000	330.85	0.001566	0.012781	1511.0	985.5	2496.6	1531.4	1131.3	2662.7	3.5606	1.8730	5.4336
14,000	336.67	0.001610	0.011487	1548.4	928.7	2477.1	1571.0	1067.0	2637.9	3.6232	1.7497	5.3728
15,000	342.16	0.001657	0.010341	1585.5	870.3	2455.7	1610.3	1000.5	2610.8	3.6848	1.6261	5.3108
16,000	347.36	0.001710	0.009312	1622.6	809.4	2432.0	1649.9	931.1	2581.0	3.7461	1.5005	5.2466
17,000	352.29	0.001770	0.008374	1660.2	745.1	2405.4	1690.3	857.4	2547.7	3.8082	1.3709	5.1791
18,000	356.99	0.001840	0.007504	1699.1	675.9	2375.0	1732.2	777.8	2510.0	3.8720	1.2343	5.1064
19,000	361.47	0.001926	0.006677	1740.3	598.9	2339.2	1776.8	689.2	2466.0	3.9396	1.0860	5.0256
20,000	365.75	0.002038	0.005862	1785.8	509.0	2294.8	1826.6	585.5	2412.1	4.0146	0.9164	4.9310
21,000	369.83	0.002207	0.004994	1841.6	391.9	2233.5	1888.0	450.4	2338.4	4.1071	0.7005	4.8076
22,000	373.71	0.002703	0.003644	1951.7	140.8	2092.4	2011.1	161.5	2172.6	4.2942	0.2496	4.5439
22,064	373.95	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070

Tabla A-6

Vapor de agua sobrecalentado

T °C	*v* m³/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg · K	*v* m³/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg · K	*v* m³/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg · K
	P = 0.01 MPa (45.81 °C)*				*P* = 0.05 MPa (81.32 °C)				*P* = 0.10 MPa (99.61 °C)			
Sat.†	14.670	2437.2	2583.9	8.1488	3.2403	2483.2	2645.2	7.5931	1.6941	2505.6	2675.0	7.3589
50	14.867	2443.3	2592.0	8.1741								
100	17.196	2515.5	2687.5	8.4489	3.4187	2511.5	2682.4	7.6953	1.6959	2506.2	2675.8	7.3611
150	19.513	2587.9	2783.0	8.6893	3.8897	2585.7	2780.2	7.9413	1.9367	2582.9	2776.6	7.6148
200	21.826	2661.4	2879.6	8.9049	4.3562	2660.0	2877.8	8.1592	2.1724	2658.2	2875.5	7.8356
250	24.136	2736.1	2977.5	9.1015	4.8206	2735.1	2976.2	8.3568	2.4062	2733.9	2974.5	8.0346
300	26.446	2812.3	3076.7	9.2827	5.2841	2811.6	3075.8	8.5387	2.6389	2810.7	3074.5	8.2172
400	31.063	2969.3	3280.0	9.6094	6.2094	2968.9	3279.3	8.8659	3.1027	2968.3	3278.6	8.5452
500	35.680	3132.9	3489.7	9.8998	7.1338	3132.6	3489.3	9.1566	3.5655	3132.2	3488.7	8.8362
600	40.296	3303.3	3706.3	10.1631	8.0577	3303.1	3706.0	9.4201	4.0279	3302.8	3705.6	9.0999
700	44.911	3480.8	3929.9	10.4056	8.9813	3480.6	3929.7	9.6626	4.4900	3480.4	3929.4	9.3424
800	49.527	3665.4	4160.6	10.6312	9.9047	3665.2	4160.4	9.8883	4.9519	3665.0	4160.2	9.5682
900	54.143	3856.9	4398.3	10.8429	10.8280	3856.8	4398.2	10.1000	5.4137	3856.7	4398.0	9.7800
1000	58.758	4055.3	4642.8	11.0429	11.7513	4055.2	4642.7	10.3000	5.8755	4055.0	4642.6	9.9800
1100	63.373	4260.0	4893.8	11.2326	12.6745	4259.9	4893.7	10.4897	6.3372	4259.8	4893.6	10.1698
1200	67.989	4470.9	5150.8	11.4132	13.5977	4470.8	5150.7	10.6704	6.7988	4470.7	5150.6	10.3504
1300	72.604	4687.4	5413.4	11.5857	14.5209	4687.3	5413.3	10.8429	7.2605	4687.2	5413.3	10.5229
	P = 0.20 MPa (120.21 °C)				*P* = 0.30 MPa (133.52 °C)				*P* = 0.40 MPa (143.61 °C)			
Sat.	0.88578	2529.1	2706.3	7.1270	0.60582	2543.2	2724.9	6.9917	0.46242	2553.1	2738.1	6.8955
150	0.95986	2577.1	2769.1	7.2810	0.63402	2571.0	2761.2	7.0792	0.47088	2564.4	2752.8	6.9306
200	1.08049	2654.6	2870.7	7.5081	0.71643	2651.0	2865.9	7.3132	0.53434	2647.2	2860.9	7.1723
250	1.19890	2731.4	2971.2	7.7100	0.79645	2728.9	2967.9	7.5180	0.59520	2726.4	2964.5	7.3804
300	1.31623	2808.8	3072.1	7.8941	0.87535	2807.0	3069.6	7.7037	0.65489	2805.1	3067.1	7.5677
400	1.54934	2967.2	3277.0	8.2236	1.03155	2966.0	3275.5	8.0347	0.77265	2964.9	3273.9	7.9003
500	1.78142	3131.4	3487.7	8.5153	1.18672	3130.6	3486.6	8.3271	0.88936	3129.8	3485.5	8.1933
600	2.01302	3302.2	3704.8	8.7793	1.34139	3301.6	3704.0	8.5915	1.00558	3301.0	3703.3	8.4580
700	2.24434	3479.9	3928.8	9.0221	1.49580	3479.5	3928.2	8.8345	1.12152	3479.0	3927.6	8.7012
800	2.47550	3664.7	4159.8	9.2479	1.65004	3664.3	4159.3	9.0605	1.23730	3663.9	4158.9	8.9274
900	2.70656	3856.3	4397.7	9.4598	1.80417	3856.0	4397.3	9.2725	1.35298	3855.7	4396.9	9.1394
1000	2.93755	4054.8	4642.3	9.6599	1.95824	4054.5	4642.0	9.4726	1.46859	4054.3	4641.7	9.3396
1100	3.16848	4259.6	4893.3	9.8497	2.11226	4259.4	4893.1	9.6624	1.58414	4259.2	4892.9	9.5295
1200	3.39938	4470.5	5150.4	10.0304	2.26624	4470.3	5150.2	9.8431	1.69966	4470.2	5150.0	9.7102
1300	3.63026	4687.1	5413.1	10.2029	2.42019	4686.9	5413.0	10.0157	1.81516	4686.7	5412.8	9.8828
	P = 0.50 MPa (151.83 °C)				*P* = 0.60 MPa (158.83 °C)				*P* = 0.80 MPa (170.41 °C)			
Sat.	0.37483	2560.7	2748.1	6.8207	0.31560	2566.8	2756.2	6.7593	0.24035	2576.0	2768.3	6.6616
200	0.42503	2643.3	2855.8	7.0610	0.35212	2639.4	2850.6	6.9683	0.26088	2631.1	2839.8	6.8177
250	0.47443	2723.8	2961.0	7.2725	0.39390	2721.2	2957.6	7.1833	0.29321	2715.9	2950.4	7.0402
300	0.52261	2803.3	3064.6	7.4614	0.43442	2801.4	3062.0	7.3740	0.32416	2797.5	3056.9	7.2345
350	0.57015	2883.0	3168.1	7.6346	0.47428	2881.6	3166.1	7.5481	0.35442	2878.6	3162.2	7.4107
400	0.61731	2963.7	3272.4	7.7956	0.51374	2962.5	3270.8	7.7097	0.38429	2960.2	3267.7	7.5735
500	0.71095	3129.0	3484.5	8.0893	0.59200	3128.2	3483.4	8.0041	0.44332	3126.6	3481.3	7.8692
600	0.80409	3300.4	3702.5	8.3544	0.66976	3299.8	3701.7	8.2695	0.50186	3298.7	3700.1	8.1354
700	0.89696	3478.6	3927.0	8.5978	0.74725	3478.1	3926.4	8.5132	0.56011	3477.2	3925.3	8.3794
800	0.98966	3663.6	4158.4	8.8240	0.82457	3663.2	4157.9	8.7395	0.61820	3662.5	4157.0	8.6061
900	1.08227	3855.4	4396.6	9.0362	0.90179	3855.1	4396.2	8.9518	0.67619	3854.5	4395.5	8.8185
1000	1.17480	4054.0	4641.4	9.2364	0.97893	4053.8	4641.1	9.1521	0.73411	4053.3	4640.5	9.0189
1100	1.26728	4259.0	4892.6	9.4263	1.05603	4258.8	4892.4	9.3420	0.79197	4258.3	4891.9	9.2090
1200	1.35972	4470.0	5149.8	9.6071	1.13309	4469.8	5149.6	9.5229	0.84980	4469.4	5149.3	9.3898
1300	1.45214	4686.6	5412.6	9.7797	1.21012	4686.4	5412.5	9.6955	0.90761	4686.1	5412.2	9.5625

* La temperatura entre paréntesis es la temperatura de saturación a la presión especificada.

† Propiedades del vapor saturado a la presión especificada.

Tabla A-6

Vapor de agua sobrecalentado (*continuación*)

T °C	*v* m^3/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg · K	*v* m^3/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg · K	*v* m^3/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg · K
	P = 1.00 MPa (179.88 °C)				*P* = *1.20* MPa (187.96 °C)				*P* = 1.40 MPa (195.04 °C)			
Sat.	0.19437	2582.8	2777.1	6.5850	0.16326	2587.8	2783.8	6.5217	0.14078	2591.8	2788.9	6.4675
200	0.20602	2622.3	2828.3	6.6956	0.16934	2612.9	2816.1	6.5909	0.14303	2602.7	2803.0	6.4975
250	0.23275	2710.4	2943.1	6.9265	0.19241	2704.7	2935.6	6.8313	0.16356	2698.9	2927.9	6.7488
300	0.25799	2793.7	3051.6	7.1246	0.21386	2789.7	3046.3	7.0335	0.18233	2785.7	3040.9	6.9553
350	0.28250	2875.7	3158.2	7.3029	0.23455	2872.7	3154.2	7.2139	0.20029	2869.7	3150.1	7.1379
400	0.30661	2957.9	3264.5	7.4670	0.25482	2955.5	3261.3	7.3793	0.21782	2953.1	3258.1	7.3046
500	0.35411	3125.0	3479.1	7.7642	0.29464	3123.4	3477.0	7.6779	0.25216	3121.8	3474.8	7.6047
600	0.40111	3297.5	3698.6	8.0311	0.33395	3296.3	3697.0	7.9456	0.28597	3295.1	3695.5	7.8730
700	0.44783	3476.3	3924.1	8.2755	0.37297	3475.3	3922.9	8.1904	0.31951	3474.4	3921.7	8.1183
800	0.49438	3661.7	4156.1	8.5024	0.41184	3661.0	4155.2	8.4176	0.35288	3660.3	4154.3	8.3458
900	0.54083	3853.9	4394.8	8.7150	0.45059	3853.3	4394.0	8.6303	0.38614	3852.7	4393.3	8.5587
1000	0.58721	4052.7	4640.0	8.9155	0.48928	4052.2	4639.4	8.8310	0.41933	4051.7	4638.8	8.7595
1100	0.63354	4257.9	4891.4	9.1057	0.52792	4257.5	4891.0	9.0212	0.45247	4257.0	4890.5	8.9497
1200	0.67983	4469.0	5148.9	9.2866	0.56652	4468.7	5148.5	9.2022	0.48558	4468.3	5148.1	9.1308
1300	0.72610	4685.8	5411.9	9.4593	0.60509	4685.5	5411.6	9.3750	0.51866	4685.1	5411.3	9.3036
	P = 1.60 MPa (201.37 °C)				*P* = 1.80 MPa (207.11 °C)				*P* = 2.00 MPa (212.38 °C)			
Sat.	0.12374	2594.8	2792.8	6.4200	0.11037	2597.3	2795.9	6.3775	0.09959	2599.1	2798.3	6.3390
225	0.13293	2645.1	2857.8	6.5537	0.11678	2637.0	2847.2	6.4825	0.10381	2628.5	2836.1	6.4160
250	0.14190	2692.9	2919.9	6.6753	0.12502	2686.7	2911.7	6.6088	0.11150	2680.3	2903.3	6.5475
300	0.15866	2781.6	3035.4	6.8864	0.14025	2777.4	3029.9	6.8246	0.12551	2773.2	3024.2	6.7684
350	0.17459	2866.6	3146.0	7.0713	0.15460	2863.6	3141.9	7.0120	0.13860	2860.5	3137.7	6.9583
400	0.19007	2950.8	3254.9	7.2394	0.16849	2948.3	3251.6	7.1814	0.15122	2945.9	3248.4	7.1292
500	0.22029	3120.1	3472.6	7.5410	0.19551	3118.5	3470.4	7.4845	0.17568	3116.9	3468.3	7.4337
600	0.24999	3293.9	3693.9	7.8101	0.22200	3292.7	3692.3	7.7543	0.19962	3291.5	3690.7	7.7043
700	0.27941	3473.5	3920.5	8.0558	0.24822	3472.6	3919.4	8.0005	0.22326	3471.7	3918.2	7.9509
800	0.30865	3659.5	4153.4	8.2834	0.27426	3658.8	4152.4	8.2284	0.24674	3658.0	4151.5	8.1791
900	0.33780	3852.1	4392.6	8.4965	0.30020	3851.5	4391.9	8.4417	0.27012	3850.9	4391.1	8.3925
1000	0.36687	4051.2	4638.2	8.6974	0.32606	4050.7	4637.6	8.6427	0.29342	4050.2	4637.1	8.5936
1100	0.39589	4256.6	4890.0	8.8878	0.35188	4256.2	4889.6	8.8331	0.31667	4255.7	4889.1	8.7842
1200	0.42488	4467.9	5147.7	9.0689	0.37766	4467.6	5147.3	9.0143	0.33989	4467.2	5147.0	8.9654
1300	0.45383	4684.8	5410.9	9.2418	0.40341	4684.5	5410.6	9.1872	0.36308	4684.2	5410.3	9.1384
	P = 2.50 MPa (223.95 °C)				*P* = 3.00 MPa (233.85 °C)				*P* = 3.50 MPa (242.56 °C)			
Sat.	0.07995	2602.1	2801.9	6.2558	0.06667	2603.2	2803.2	6.1856	0.05706	2603.0	2802.7	6.1244
225	0.08026	2604.8	2805.5	6.2629								
250	0.08705	2663.3	2880.9	6.4107	0.07063	2644.7	2856.5	6.2893	0.05876	2624.0	2829.7	6.1764
300	0.09894	2762.2	3009.6	6.6459	0.08118	2750.8	2994.3	6.5412	0.06845	2738.8	2978.4	6.4484
350	0.10979	2852.5	3127.0	6.8424	0.09056	2844.4	3116.1	6.7450	0.07680	2836.0	3104.9	6.6601
400	0.12012	2939.8	3240.1	7.0170	0.09938	2933.6	3231.7	6.9235	0.08456	2927.2	3223.2	6.8428
450	0.13015	3026.2	3351.6	7.1768	0.10789	3021.2	3344.9	7.0856	0.09198	3016.1	3338.1	7.0074
500	0.13999	3112.8	3462.8	7.3254	0.11620	3108.6	3457.2	7.2359	0.09919	3104.5	3451.7	7.1593
600	0.15931	3288.5	3686.8	7.5979	0.13245	3285.5	3682.8	7.5103	0.11325	3282.5	3678.9	7.4357
700	0.17835	3469.3	3915.2	7.8455	0.14841	3467.0	3912.2	7.7590	0.12702	3464.7	3909.3	7.6855
800	0.19722	3656.2	4149.2	8.0744	0.16420	3654.3	4146.9	7.9885	0.14061	3652.5	4144.6	7.9156
900	0.21597	3849.4	4389.3	8.2882	0.17988	3847.9	4387.5	8.2028	0.15410	3846.4	4385.7	8.1304
1000	0.23466	4049.0	4635.6	8.4897	0.19549	4047.7	4634.2	8.4045	0.16751	4046.4	4632.7	8.3324
1100	0.25330	4254.7	4887.9	8.6804	0.21105	4253.6	4886.7	8.5955	0.18087	4252.5	4885.6	8.5236
1200	0.27190	4466.3	5146.0	8.8618	0.22658	4465.3	5145.1	8.7771	0.19420	4464.4	5144.1	8.7053
1300	0.29048	4683.4	5409.5	9.0349	0.24207	4682.6	5408.8	8.9502	0.20750	4681.8	5408.0	8.8786

Tabla A-6

Vapor de agua sobrecalentado (*continuación*)

T °C	*v* m³/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg · K	*v* m³/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg · K	*v* m³/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg · K
	P = 4.0 MPa (250.35 °C)				*P* = 4.5 MPa (257.44 °C)				*P* = 5.0 MPa (263.94 °C)			
Sat.	0.04978	2601.7	2800.8	6.0696	0.04406	2599.7	2798.0	6.0198	0.03945	2597.0	2794.2	5.9737
275	0.05461	2668.9	2887.3	6.2312	0.04733	2651.4	2864.4	6.1429	0.04144	2632.3	2839.5	6.0571
300	0.05887	2726.2	2961.7	6.3639	0.05138	2713.0	2944.2	6.2854	0.04535	2699.0	2925.7	6.2111
350	0.06647	2827.4	3093.3	6.5843	0.05842	2818.6	3081.5	6.5153	0.05197	2809.5	3069.3	6.4516
400	0.07343	2920.8	3214.5	6.7714	0.06477	2914.2	3205.7	6.7071	0.05784	2907.5	3196.7	6.6483
450	0.08004	3011.0	3331.2	6.9386	0.07076	3005.8	3324.2	6.8770	0.06332	3000.6	3317.2	6.8210
500	0.08644	3100.3	3446.0	7.0922	0.07652	3096.0	3440.4	7.0323	0.06858	3091.8	3434.7	6.9781
600	0.09886	3279.4	3674.9	7.3706	0.08766	3276.4	3670.9	7.3127	0.07870	3273.3	3666.9	7.2605
700	0.11098	3462.4	3906.3	7.6214	0.09850	3460.0	3903.3	7.5647	0.08852	3457.7	3900.3	7.5136
800	0.12292	3650.6	4142.3	7.8523	0.10916	3648.8	4140.0	7.7962	0.09816	3646.9	4137.7	7.7458
900	0.13476	3844.8	4383.9	8.0675	0.11972	3843.3	4382.1	8.0118	0.10769	3841.8	4380.2	7.9619
1000	0.14653	4045.1	4631.2	8.2698	0.13020	4043.9	4629.8	8.2144	0.11715	4042.6	4628.3	8.1648
1100	0.15824	4251.4	4884.4	8.4612	0.14064	4250.4	4883.2	8.4060	0.12655	4249.3	4882.1	8.3566
1200	0.16992	4463.5	5143.2	8.6430	0.15103	4462.6	5142.2	8.5880	0.13592	4461.6	5141.3	8.5388
1300	0.18157	4680.9	5407.2	8.8164	0.16140	4680.1	5406.5	8.7616	0.14527	4679.3	5405.7	8.7124
	P = 6.0 MPa (275.59 °C)				*P* = 7.0 MPa (285.83 °C)				*P* = 8.0 MPa (295.01 °C)			
Sat.	0.03245	2589.9	2784.6	5.8902	0.027378	2581.0	2772.6	5.8148	0.023525	2570.5	2758.7	5.7450
300	0.03619	2668.4	2885.6	6.0703	0.029492	2633.5	2839.9	5.9337	0.024279	2592.3	2786.5	5.7937
350	0.04225	2790.4	3043.9	6.3357	0.035262	2770.1	3016.9	6.2305	0.029975	2748.3	2988.1	6.1321
400	0.04742	2893.7	3178.3	6.5432	0.039958	2879.5	3159.2	6.4502	0.034344	2864.6	3139.4	6.3658
450	0.05217	2989.9	3302.9	6.7219	0.044187	2979.0	3288.3	6.6353	0.038194	2967.8	3273.3	6.5579
500	0.05667	3083.1	3423.1	6.8826	0.048157	3074.3	3411.4	6.8000	0.041767	3065.4	3399.5	6.7266
550	0.06102	3175.2	3541.3	7.0308	0.051966	3167.9	3531.6	6.9507	0.045172	3160.5	3521.8	6.8800
600	0.06527	3267.2	3658.8	7.1693	0.055665	3261.0	3650.6	7.0910	0.048463	3254.7	3642.4	7.0221
700	0.07355	3453.0	3894.3	7.4247	0.062850	3448.3	3888.3	7.3487	0.054829	3443.6	3882.2	7.2822
800	0.08165	3643.2	4133.1	7.6582	0.069856	3639.5	4128.5	7.5836	0.061011	3635.7	4123.8	7.5185
900	0.08964	3838.8	4376.6	7.8751	0.076750	3835.7	4373.0	7.8014	0.067082	3832.7	4369.3	7.7372
1000	0.09756	4040.1	4625.4	8.0786	0.083571	4037.5	4622.5	8.0055	0.073079	4035.0	4619.6	7.9419
1100	0.10543	4247.1	4879.7	8.2709	0.090341	4245.0	4877.4	8.1982	0.079025	4242.8	4875.0	8.1350
1200	0.11326	4459.8	5139.4	8.4534	0.097075	4457.9	5137.4	8.3810	0.084934	4456.1	5135.5	8.3181
1300	0.12107	4677.7	5404.1	8.6273	0.103781	4676.1	5402.6	8.5551	0.090817	4674.5	5401.0	8.4925
	P = 9.0 MPa (303.35 °C)				*P* = 10.0 MPa (311.00 °C)				*P* = 12.5 MPa (327.81 °C)			
Sat.	0.020489	2558.5	2742.9	5.6791	0.018028	2545.2	2725.5	5.6159	0.013496	2505.6	2674.3	5.4638
325	0.023284	2647.6	2857.1	5.8738	0.019877	2611.6	2810.3	5.7596				
350	0.025816	2725.0	2957.3	6.0380	0.022440	2699.6	2924.0	5.9460	0.016138	2624.9	2826.6	5.7130
400	0.029960	2849.2	3118.8	6.2876	0.026436	2833.1	3097.5	6.2141	0.020030	2789.6	3040.0	6.0433
450	0.033524	2956.3	3258.0	6.4872	0.029782	2944.5	3242.4	6.4219	0.023019	2913.7	3201.5	6.2749
500	0.036793	3056.3	3387.4	6.6603	0.032811	3047.0	3375.1	6.5995	0.025630	3023.2	3343.6	6.4651
550	0.039885	3153.0	3512.0	6.8164	0.035655	3145.4	3502.0	6.7585	0.028033	3126.1	3476.5	6.6317
600	0.042861	3248.4	3634.1	6.9605	0.038378	3242.0	3625.8	6.9045	0.030306	3225.8	3604.6	6.7828
650	0.045755	3343.4	3755.2	7.0954	0.041018	3338.0	3748.1	7.0408	0.032491	3324.1	3730.2	6.9227
700	0.048589	3438.8	3876.1	7.2229	0.043597	3434.0	3870.0	7.1693	0.034612	3422.0	3854.6	7.0540
800	0.054132	3632.0	4119.2	7.4606	0.048629	3628.2	4114.5	7.4085	0.038724	3618.8	4102.8	7.2967
900	0.059562	3829.6	4365.7	7.6802	0.053547	3826.5	4362.0	7.6290	0.042720	3818.9	4352.9	7.5195
1000	0.064919	4032.4	4616.7	7.8855	0.058391	4029.9	4613.8	7.8349	0.046641	4023.5	4606.5	7.7269
1100	0.070224	4240.7	4872.7	8.0791	0.063183	4238.5	4870.3	8.0289	0.050510	4233.1	4864.5	7.9220
1200	0.075492	4454.2	5133.6	8.2625	0.067938	4452.4	5131.7	8.2126	0.054342	4447.7	5127.0	8.1065
1300	0.080733	4672.9	5399.5	8.4371	0.072667	4671.3	5398.0	8.3874	0.058147	4667.3	5394.1	8.2819

Tabla A-6

Vapor de agua sobrecalentado (*conclusión*)

T °C	*v* m^3/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg · K	*v* m^3/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg · K	*v* m^3/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg · K
	P = 15.0 MPa (342.16 °C)				*P* = 17.5 MPa (354.67 °C)				*P* = 20.0 MPa (365.75 °C)			
Sat.	0.010341	2455.7	2610.8	5.3108	0.007932	2390.7	2529.5	5.1435	0.005862	2294.8	2412.1	4.9310
350	0.011481	2520.9	2693.1	5.4438								
400	0.015671	2740.6	2975.7	5.8819	0.012463	2684.3	2902.4	5.7211	0.009950	2617.9	2816.9	5.5526
450	0.018477	2880.8	3157.9	6.1434	0.015204	2845.4	3111.4	6.0212	0.012721	2807.3	3061.7	5.9043
500	0.020828	2998.4	3310.8	6.3480	0.017385	2972.4	3276.7	6.2424	0.014793	2945.3	3241.2	6.1446
550	0.022945	3106.2	3450.4	6.5230	0.019305	3085.8	3423.6	6.4266	0.016571	3064.7	3396.2	6.3390
600	0.024921	3209.3	3583.1	6.6796	0.021073	3192.5	3561.3	6.5890	0.018185	3175.3	3539.0	6.5075
650	0.026804	3310.1	3712.1	6.8233	0.022742	3295.8	3693.8	6.7366	0.019695	3281.4	3675.3	6.6593
700	0.028621	3409.8	3839.1	6.9573	0.024342	3397.5	3823.5	6.8735	0.021134	3385.1	3807.8	6.7991
800	0.032121	3609.3	4091.1	7.2037	0.027405	3599.7	4079.3	7.1237	0.023870	3590.1	4067.5	7.0531
900	0.035503	3811.2	4343.7	7.4288	0.030348	3803.5	4334.6	7.3511	0.026484	3795.7	4325.4	7.2829
1000	0.038808	4017.1	4599.2	7.6378	0.033215	4010.7	4592.0	7.5616	0.029020	4004.3	4584.7	7.4950
1100	0.042062	4227.7	4858.6	7.8339	0.036029	4222.3	4852.8	7.7588	0.031504	4216.9	4847.0	7.6933
1200	0.045279	4443.1	5122.3	8.0192	0.038806	4438.5	5117.6	7.9449	0.033952	4433.8	5112.9	7.8802
1300	0.048469	4663.3	5390.3	8.1952	0.041556	4659.2	5386.5	8.1215	0.036371	4655.2	5382.7	8.0574
	P = 25.0 MPa				*P* = 30.0 MPa				*P* = 35.0 MPa			
375	0.001978	1799.9	1849.4	4.0345	0.001792	1738.1	1791.9	3.9313	0.001701	1702.8	1762.4	3.8724
400	0.006005	2428.5	2578.7	5.1400	0.002798	2068.9	2152.8	4.4758	0.002105	1914.9	1988.6	4.2144
425	0.007886	2607.8	2805.0	5.4708	0.005299	2452.9	2611.8	5.1473	0.003434	2253.3	2373.5	4.7751
450	0.009176	2721.2	2950.6	5.6759	0.006737	2618.9	2821.0	5.4422	0.004957	2497.5	2671.0	5.1946
500	0.011143	2887.3	3165.9	5.9643	0.008691	2824.0	3084.8	5.7956	0.006933	2755.3	2997.9	5.6331
550	0.012736	3020.8	3339.2	6.1816	0.010175	2974.5	3279.7	6.0403	0.008348	2925.8	3218.0	5.9093
600	0.014140	3140.0	3493.5	6.3637	0.011445	3103.4	3446.8	6.2373	0.009523	3065.6	3399.0	6.1229
650	0.015430	3251.9	3637.7	6.5243	0.012590	3221.7	3599.4	6.4074	0.010565	3190.9	3560.7	6.3030
700	0.016643	3359.9	3776.0	6.6702	0.013654	3334.3	3743.9	6.5599	0.011523	3308.3	3711.6	6.4623
800	0.018922	3570.7	4043.8	6.9322	0.015628	3551.2	4020.0	6.8301	0.013278	3531.6	3996.3	6.7409
900	0.021075	3780.2	4307.1	7.1668	0.017473	3764.6	4288.8	7.0695	0.014904	3749.0	4270.6	6.9853
1000	0.023150	3991.5	4570.2	7.3821	0.019240	3978.6	4555.8	7.2880	0.016450	3965.8	4541.5	7.2069
1100	0.025172	4206.1	4835.4	7.5825	0.020954	4195.2	4823.9	7.4906	0.017942	4184.4	4812.4	7.4118
1200	0.027157	4424.6	5103.5	7.7710	0.022630	4415.3	5094.2	7.6807	0.019398	4406.1	5085.0	7.6034
1300	0.029115	4647.2	5375.1	7.9494	0.024279	4639.2	5367.6	7.8602	0.020827	4631.2	5360.2	7.7841
	P = 40.0 MPa				*P* = 50.0 MPa				*P* = 60.0 MPa			
375	0.001641	1677.0	1742.6	3.8290	0.001560	1638.6	1716.6	3.7642	0.001503	1609.7	1699.9	3.7149
400	0.001911	1855.0	1931.4	4.1145	0.001731	1787.8	1874.4	4.0029	0.001633	1745.2	1843.2	3.9317
425	0.002538	2097.5	2199.0	4.5044	0.002009	1960.3	2060.7	4.2746	0.001816	1892.9	2001.8	4.1630
450	0.003692	2364.2	2511.8	4.9449	0.002487	2160.3	2284.7	4.5896	0.002086	2055.1	2180.2	4.4140
500	0.005623	2681.6	2906.5	5.4744	0.003890	2528.1	2722.6	5.1762	0.002952	2393.2	2570.3	4.9356
550	0.006985	2875.1	3154.4	5.7857	0.005118	2769.5	3025.4	5.5563	0.003955	2664.6	2901.9	5.3517
600	0.008089	3026.8	3350.4	6.0170	0.006108	2947.1	3252.6	5.8245	0.004833	2866.8	3156.8	5.6527
650	0.009053	3159.5	3521.6	6.2078	0.006957	3095.6	3443.5	6.0373	0.005591	3031.3	3366.8	5.8867
700	0.009930	3282.0	3679.2	6.3740	0.007717	3228.7	3614.6	6.2179	0.006265	3175.4	3551.3	6.0814
800	0.011521	3511.8	3972.6	6.6613	0.009073	3472.2	3925.8	6.5225	0.007456	3432.6	3880.0	6.4033
900	0.012980	3733.3	4252.5	6.9107	0.010296	3702.0	4216.8	6.7819	0.008519	3670.9	4182.1	6.6725
1000	0.014360	3952.9	4527.3	7.1355	0.011441	3927.4	4499.4	7.0131	0.009504	3902.0	4472.2	6.9099
1100	0.015686	4173.7	4801.1	7.3425	0.012534	4152.2	4778.9	7.2244	0.010439	4130.9	4757.3	7.1255
1200	0.016976	4396.9	5075.9	7.5357	0.013590	4378.6	5058.1	7.4207	0.011339	4360.5	5040.8	7.3248
1300	0.018239	4623.3	5352.8	7.7175	0.014620	4607.5	5338.5	7.6048	0.012213	4591.8	5324.5	7.5111

Tabla A-7

Agua líquida comprimida

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	P = 5 MPa (263.94 °C)				P = 10 MPa (311.00 °C)				P = 15 MPa (342.16 °C)			
Sat.	0.0012862	1148.1	1154.5	2.9207	0.0014522	1393.3	1407.9	3.3603	0.0016572	1585.5	1610.3	3.6848
0	0.0009977	0.04	5.03	0.0001	0.0009952	0.12	10.07	0.0003	0.0009928	0.18	15.07	0.0004
20	0.0009996	83.61	88.61	0.2954	0.0009973	83.31	93.28	0.2943	0.0009951	83.01	97.93	0.2932
40	0.0010057	166.92	171.95	0.5705	0.0010035	166.33	176.37	0.5685	0.0010013	165.75	180.77	0.5666
60	0.0010149	250.29	255.36	0.8287	0.0010127	249.43	259.55	0.8260	0.0010105	248.58	263.74	0.8234
80	0.0010267	333.82	338.96	1.0723	0.0010244	332.69	342.94	1.0691	0.0010221	331.59	346.92	1.0659
100	0.0010410	417.65	422.85	1.3034	0.0010385	416.23	426.62	1.2996	0.0010361	414.85	430.39	1.2958
120	0.0010576	501.91	507.19	1.5236	0.0010549	500.18	510.73	1.5191	0.0010522	498.50	514.28	1.5148
140	0.0010769	586.80	592.18	1.7344	0.0010738	584.72	595.45	1.7293	0.0010708	582.69	598.75	1.7243
160	0.0010988	672.55	678.04	1.9374	0.0010954	670.06	681.01	1.9316	0.0010920	667.63	684.01	1.9259
180	0.0011240	759.47	765.09	2.1338	0.0011200	756.48	767.68	2.1271	0.0011160	753.58	770.32	2.1206
200	0.0011531	847.92	853.68	2.3251	0.0011482	844.32	855.80	2.3174	0.0011435	840.84	858.00	2.3100
220	0.0011868	938.39	944.32	2.5127	0.0011809	934.01	945.82	2.5037	0.0011752	929.81	947.43	2.4951
240	0.0012268	1031.6	1037.7	2.6983	0.0012192	1026.2	1038.3	2.6876	0.0012121	1021.0	1039.2	2.6774
260	0.0012755	1128.5	1134.9	2.8841	0.0012653	1121.6	1134.3	2.8710	0.0012560	1115.1	1134.0	2.8586
280					0.0013226	1221.8	1235.0	3.0565	0.0013096	1213.4	1233.0	3.0410
300					0.0013980	1329.4	1343.3	3.2488	0.0013783	1317.6	1338.3	3.2279
320									0.0014733	1431.9	1454.0	3.4263
340									0.0016311	1567.9	1592.4	3.6555
	P = 20 MPa (365.75 °C)				P = 30 MPa				P = 50 MPa			
Sat.	0.0020378	1785.8	1826.6	4.0146								
0	0.0009904	0.23	20.03	0.0005	0.0009857	0.29	29.86	0.0003	0.0009767	0.29	49.13	−0.0010
20	0.0009929	82.71	102.57	0.2921	0.0009886	82.11	111.77	0.2897	0.0009805	80.93	129.95	0.2845
40	0.0009992	165.17	185.16	0.5646	0.0009951	164.05	193.90	0.5607	0.0009872	161.90	211.25	0.5528
60	0.0010084	247.75	267.92	0.8208	0.0010042	246.14	276.26	0.8156	0.0009962	243.08	292.88	0.8055
80	0.0010199	330.50	350.90	1.0627	0.0010155	328.40	358.86	1.0564	0.0010072	324.42	374.78	1.0442
100	0.0010337	413.50	434.17	1.2920	0.0010290	410.87	441.74	1.2847	0.0010201	405.94	456.94	1.2705
120	0.0010496	496.85	517.84	1.5105	0.0010445	493.66	525.00	1.5020	0.0010349	487.69	539.43	1.4859
140	0.0010679	580.71	602.07	1.7194	0.0010623	576.90	608.76	1.7098	0.0010517	569.77	622.36	1.6916
160	0.0010886	665.28	687.05	1.9203	0.0010823	660.74	693.21	1.9094	0.0010704	652.33	705.85	1.8889
180	0.0011122	750.78	773.02	2.1143	0.0011049	745.40	778.55	2.1020	0.0010914	735.49	790.06	2.0790
200	0.0011390	837.49	860.27	2.3027	0.0011304	831.11	865.02	2.2888	0.0011149	819.45	875.19	2.2628
220	0.0011697	925.77	949.16	2.4867	0.0011595	918.15	952.93	2.4707	0.0011412	904.39	961.45	2.4414
240	0.0012053	1016.1	1040.2	2.6676	0.0011927	1006.9	1042.7	2.6491	0.0011708	990.55	1049.1	2.6156
260	0.0012472	1109.0	1134.0	2.8469	0.0012314	1097.8	1134.7	2.8250	0.0012044	1078.2	1138.4	2.7864
280	0.0012978	1205.6	1231.5	3.0265	0.0012770	1191.5	1229.8	3.0001	0.0012430	1167.7	1229.9	2.9547
300	0.0013611	1307.2	1334.4	3.2091	0.0013322	1288.9	1328.9	3.1761	0.0012879	1259.6	1324.0	3.1218
320	0.0014450	1416.6	1445.5	3.3996	0.0014014	1391.7	1433.7	3.3558	0.0013409	1354.3	1421.4	3.2888
340	0.0015693	1540.2	1571.6	3.6086	0.0014932	1502.4	1547.1	3.5438	0.0014049	1452.9	1523.1	3.4575
360	0.0018248	1703.6	1740.1	3.8787	0.0016276	1626.8	1675.6	3.7499	0.0014848	1556.5	1630.7	3.6301
380					0.0018729	1782.0	1838.2	4.0026	0.0015884	1667.1	1746.5	3.8102

Tabla A-8

Hielo saturado. Vapor de agua

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna, kJ/kg*			*Entalpía, kJ/kg*			*Entropía, kJ/kg · K*		
Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Hielo sat., v_i	Vapor sat., v_g	Hielo sat., u_i	Subl., u_{ig}	Vapor sat., u_g	Hielo sat., h_i	Subl., h_{ig}	Vapor sat., h_g	Hielo sat., s_i	Subl., s_{ig}	Vapor sat., s_g
0.01	0.61169	0.001091	205.99	−333.40	2707.9	2374.5	−333.40	2833.9	2500.5	−1.2202	10.374	9.154
0	0.61115	0.001091	206.17	−333.43	2707.9	2374.5	−333.43	2833.9	2500.5	−1.2204	10.375	9.154
−2	0.51772	0.001091	241.62	−337.63	2709.4	2371.8	−337.63	2834.5	2496.8	−1.2358	10.453	9.218
−4	0.43748	0.001090	283.84	−341.80	2710.8	2369.0	−341.80	2835.0	2493.2	−1.2513	10.533	9.282
−6	0.36873	0.001090	334.27	−345.94	2712.2	2366.2	−345.93	2835.4	2489.5	−1.2667	10.613	9.347
−8	0.30998	0.001090	394.66	−350.04	2713.5	2363.5	−350.04	2835.8	2485.8	−1.2821	10.695	9.413
−10	0.25990	0.001089	467.17	−354.12	2714.8	2360.7	−354.12	2836.2	2482.1	−1.2976	10.778	9.480
−12	0.21732	0.001089	554.47	−358.17	2716.1	2357.9	−358.17	2836.6	2478.4	−1.3130	10.862	9.549
−14	0.18121	0.001088	659.88	−362.18	2717.3	2355.2	−362.18	2836.9	2474.7	−1.3284	10.947	9.618
−16	0.15068	0.001088	787.51	−366.17	2718.6	2352.4	−366.17	2837.2	2471.0	−1.3439	11.033	9.689
−18	0.12492	0.001088	942.51	−370.13	2719.7	2349.6	−370.13	2837.5	2467.3	−1.3593	11.121	9.761
−20	0.10326	0.001087	1131.3	−374.06	2720.9	2346.8	−374.06	2837.7	2463.6	−1.3748	11.209	9.835
−22	0.08510	0.001087	1362.0	−377.95	2722.0	2344.1	−377.95	2837.9	2459.9	−1.3903	11.300	9.909
−24	0.06991	0.001087	1644.7	−381.82	2723.1	2341.3	−381.82	2838.1	2456.2	−1.4057	11.391	9.985
−26	0.05725	0.001087	1992.2	−385.66	2724.2	2338.5	−385.66	2838.2	2452.5	−1.4212	11.484	10.063
−28	0.04673	0.001086	2421.0	−389.47	2725.2	2335.7	−389.47	2838.3	2448.8	−1.4367	11.578	10.141
−30	0.03802	0.001086	2951.7	−393.25	2726.2	2332.9	−393.25	2838.4	2445.1	−1.4521	11.673	10.221
−32	0.03082	0.001086	3610.9	−397.00	2727.2	2330.2	−397.00	2838.4	2441.4	−1.4676	11.770	10.303
−34	0.02490	0.001085	4432.4	−400.72	2728.1	2327.4	−400.72	2838.5	2437.7	−1.4831	11.869	10.386
−36	0.02004	0.001085	5460.1	−404.40	2729.0	2324.6	−404.40	2838.4	2434.0	−1.4986	11.969	10.470
−38	0.01608	0.001085	6750.5	−408.07	2729.9	2321.8	−408.07	2838.4	2430.3	−1.5141	12.071	10.557
−40	0.01285	0.001084	8376.7	−411.70	2730.7	2319.0	−411.70	2838.3	2426.6	−1.5296	12.174	10.644

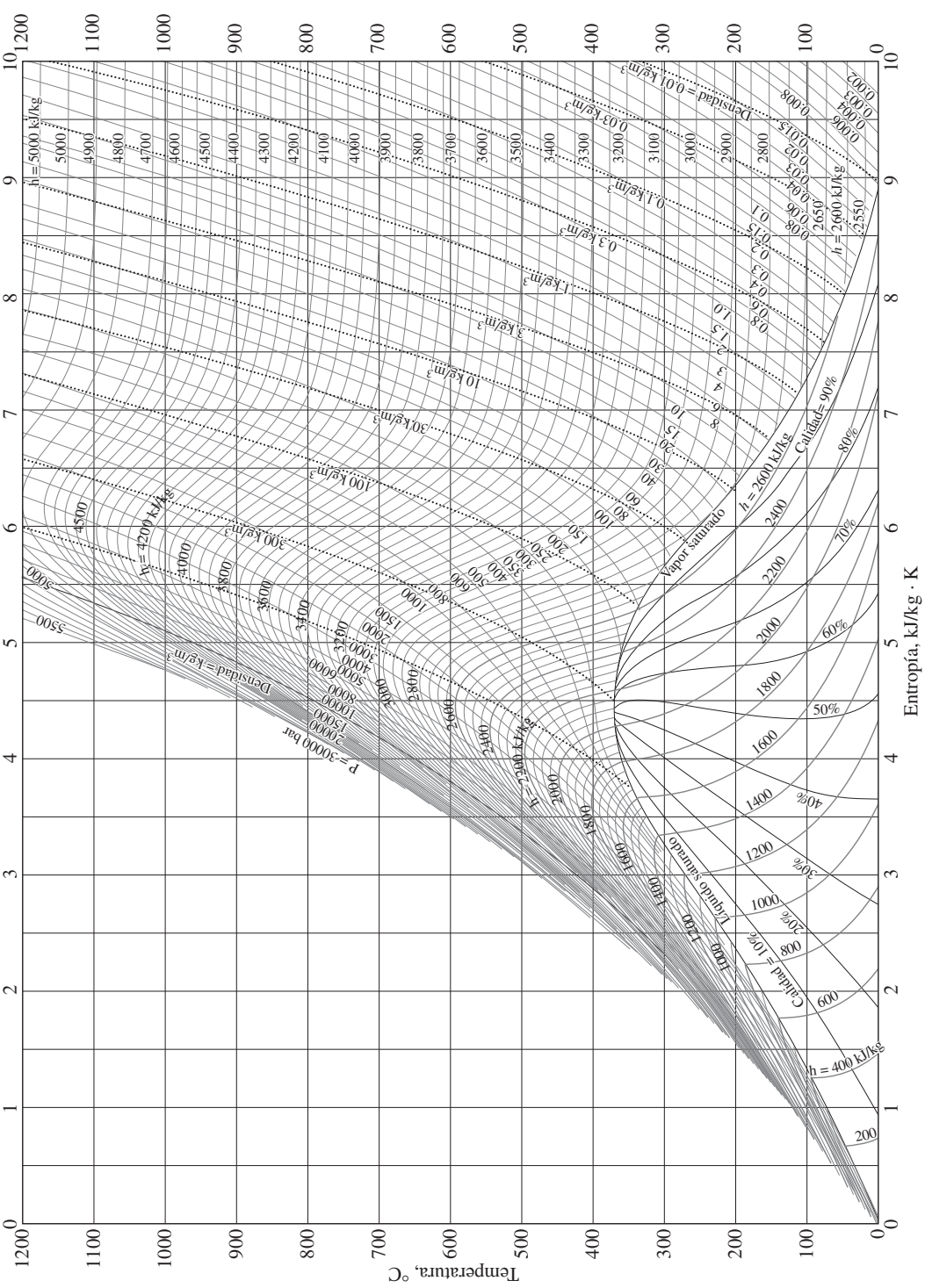


Figura A-9
Diagrama *T-s* para el agua.

Fuente: De NBS/NRC Steam Tables/1 por Lester Haar, John S. Gallagher y George S. Kell. Routledge/Taylor & Francis Books, Inc., 1984.

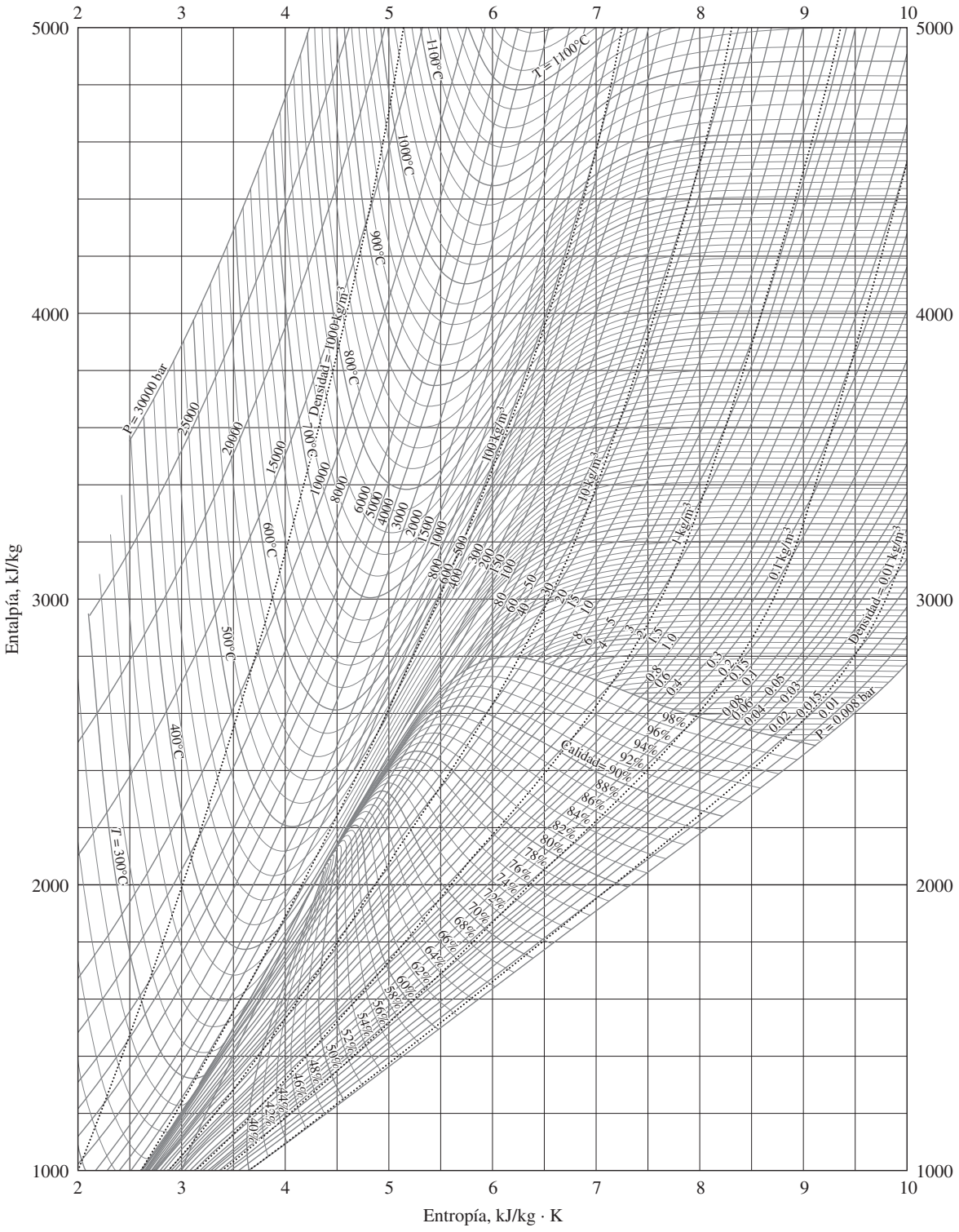


Figura A-10

Diagrama de Mollier para el agua.

Fuente: De NBS/NRC Steam Tables/1 por Lester Haar, John S. Gallagher y George S. Kell. Routledge/Taylor & Francis Books, Inc., 1984.

Tabla A-11

Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna,* kJ/kg			*Entalpía,* kJ/kg			*Entropía,* kJ/kg · K		
Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Líq. sat., v_f	Vapor. sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
−40	51.25	0.0007053	0.36064	−0.036	207.42	207.38	0.00	225.86	225.86	0.00000	0.96869	0.96869
−38	56.86	0.0007082	0.32718	2.472	206.06	208.53	2.512	224.62	227.13	0.01071	0.95516	0.96588
−36	62.95	0.0007111	0.29740	4.987	204.69	209.68	5.032	223.37	228.40	0.02137	0.94182	0.96319
−34	69.56	0.0007141	0.27082	7.509	203.32	210.83	7.559	222.10	229.66	0.03196	0.92867	0.96063
−32	76.71	0.0007171	0.24706	10.04	201.94	211.97	10.09	220.83	230.93	0.04249	0.91569	0.95819
−30	84.43	0.0007201	0.22577	12.58	200.55	213.12	12.64	219.55	232.19	0.05297	0.90289	0.95586
−28	92.76	0.0007232	0.20666	15.12	199.15	214.27	15.19	218.25	233.44	0.06339	0.89024	0.95364
−26	101.73	0.0007264	0.18947	17.67	197.75	215.42	17.75	216.95	234.70	0.07376	0.87776	0.95152
−24	111.37	0.0007296	0.17398	20.23	196.34	216.57	20.31	215.63	235.94	0.08408	0.86542	0.94950
−22	121.72	0.0007328	0.15999	22.80	194.92	217.71	22.89	214.30	237.19	0.09435	0.85323	0.94758
−20	132.82	0.0007361	0.14735	25.37	193.49	218.86	25.47	212.96	238.43	0.10456	0.84119	0.94575
−18	144.69	0.0007394	0.13589	27.96	192.05	220.00	28.07	211.60	239.67	0.11473	0.82927	0.94401
−16	157.38	0.0007428	0.12550	30.55	190.60	221.15	30.67	210.23	240.90	0.12486	0.81749	0.94234
−14	170.93	0.0007463	0.11605	33.15	189.14	222.29	33.28	208.84	242.12	0.13493	0.80583	0.94076
−12	185.37	0.0007498	0.10744	35.76	187.66	223.42	35.90	207.44	243.34	0.14497	0.79429	0.93925
−10	200.74	0.0007533	0.099600	38.38	186.18	224.56	38.53	206.02	244.55	0.15496	0.78286	0.93782
−8	217.08	0.0007570	0.092438	41.01	184.69	225.69	41.17	204.59	245.76	0.16491	0.77154	0.93645
−6	234.44	0.0007607	0.085888	43.64	183.18	226.82	43.82	203.14	246.95	0.17482	0.76033	0.93514
−4	252.85	0.0007644	0.079889	46.29	181.66	227.94	46.48	201.66	248.14	0.18469	0.74921	0.93390
−2	272.36	0.0007683	0.074388	48.94	180.12	229.07	49.15	200.17	249.33	0.19452	0.73819	0.93271
0	293.01	0.0007722	0.069335	51.61	178.58	230.18	51.83	198.67	250.50	0.20432	0.72726	0.93158
2	314.84	0.0007761	0.064690	54.28	177.01	231.30	54.53	197.14	251.66	0.21408	0.71641	0.93050
4	337.90	0.0007802	0.060412	56.97	175.44	232.40	57.23	195.58	252.82	0.22381	0.70565	0.92946
6	362.23	0.0007843	0.056469	59.66	173.84	233.51	59.95	194.01	253.96	0.23351	0.69496	0.92847
8	387.88	0.0007886	0.052829	62.37	172.23	234.60	62.68	192.42	255.09	0.24318	0.68435	0.92752
10	414.89	0.0007929	0.049466	65.09	170.61	235.69	65.42	190.80	256.22	0.25282	0.67380	0.92661
12	443.31	0.0007973	0.046354	67.82	168.96	236.78	68.17	189.16	257.33	0.26243	0.66331	0.92574
14	473.19	0.0008018	0.043471	70.56	167.30	237.86	70.94	187.49	258.43	0.27201	0.65289	0.92490
16	504.58	0.0008064	0.040798	73.31	165.62	238.93	73.72	185.80	259.51	0.28157	0.64252	0.92409
18	537.52	0.0008112	0.038317	76.07	163.92	239.99	76.51	184.08	260.59	0.29111	0.63219	0.92330
20	572.07	0.0008160	0.036012	78.85	162.19	241.04	79.32	182.33	261.64	0.30062	0.62192	0.92254
22	608.27	0.0008209	0.033867	81.64	160.45	242.09	82.14	180.55	262.69	0.31012	0.61168	0.92180
24	646.18	0.0008260	0.031869	84.44	158.68	243.13	84.98	178.74	263.72	0.31959	0.60148	0.92107
26	685.84	0.0008312	0.030008	87.26	156.89	244.15	87.83	176.90	264.73	0.32905	0.59131	0.92036
28	727.31	0.0008366	0.028271	90.09	155.08	245.17	90.70	175.03	265.73	0.33849	0.58117	0.91967
30	770.64	0.0008421	0.026648	92.93	153.24	246.17	93.58	173.13	266.71	0.34792	0.57105	0.91897
32	815.89	0.0008477	0.025131	95.79	151.37	247.17	96.49	171.19	267.67	0.35734	0.56095	0.91829
34	863.11	0.0008535	0.023712	98.67	149.48	248.15	99.41	169.21	268.61	0.36675	0.55086	0.91760
36	912.35	0.0008595	0.022383	101.56	147.55	249.11	102.34	167.19	269.53	0.37615	0.54077	0.91692
38	963.68	0.0008657	0.021137	104.47	145.60	250.07	105.30	165.13	270.44	0.38554	0.53068	0.91622
40	1017.1	0.0008720	0.019968	107.39	143.61	251.00	108.28	163.03	271.31	0.39493	0.52059	0.91552
42	1072.8	0.0008786	0.018870	110.34	141.59	251.92	111.28	160.89	272.17	0.40432	0.51048	0.91480
44	1130.7	0.0008854	0.017837	113.30	139.53	252.83	114.30	158.70	273.00	0.41371	0.50036	0.91407

Tabla A-11

Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura (*conclusión*)

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna,* kJ/kg			*Entalpía,* kJ/kg			*Entropía,* kJ/kg · K		
Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Líq. sat., v_f	Vapor. sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
46	1191.0	0.0008924	0.016866	116.28	137.43	253.71	117.34	156.46	273.80	0.42311	0.49020	0.91331
48	1253.6	0.0008997	0.015951	119.28	135.30	254.58	120.41	154.17	274.57	0.43251	0.48001	0.91252
52	1386.2	0.0009151	0.014276	125.35	130.89	256.24	126.62	149.41	276.03	0.45136	0.45948	0.91084
56	1529.1	0.0009317	0.012782	131.52	126.29	257.81	132.94	144.41	277.35	0.47028	0.43870	0.90898
60	1682.8	0.0009498	0.011434	137.79	121.45	259.23	139.38	139.09	278.47	0.48930	0.41746	0.90676
65	1891.0	0.0009751	0.009959	145.80	115.06	260.86	147.64	132.05	279.69	0.51330	0.39048	0.90379
70	2118.2	0.0010037	0.008650	154.03	108.17	262.20	156.15	124.37	280.52	0.53763	0.36239	0.90002
75	2365.8	0.0010373	0.007486	162.55	100.62	263.17	165.01	115.87	280.88	0.56252	0.33279	0.89531
80	2635.3	0.0010774	0.006439	171.43	92.22	263.66	174.27	106.35	280.63	0.58812	0.30113	0.88925
85	2928.2	0.0011273	0.005484	180.81	82.64	263.45	184.11	95.39	279.51	0.61487	0.26632	0.88120
90	3246.9	0.0011938	0.004591	190.94	71.19	262.13	194.82	82.22	277.04	0.64354	0.22638	0.86991
95	3594.1	0.0012945	0.003713	202.49	56.25	258.73	207.14	64.94	272.08	0.67605	0.17638	0.85243
100	3975.1	0.0015269	0.002657	218.73	29.72	248.46	224.80	34.22	259.02	0.72224	0.09169	0.81393

Fuente: Las tablas A-11 a A-13 se generaron utilizando el programa para resolver ecuaciones de ingeniería (EES) desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. La rutina utilizada en los cálculos es la R134a, la cual está basada en la ecuación fundamental de estado desarrollada por R. Tillner-Roth y H. D. Baehr, "An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties de 1,1,1,2-Tetrafluoretano (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and pressures up to 70 MPa", J. *Phys. Chem, Ref. Data,* vol. 23, núm. 5, 1994. Los valores de entalpía y entropía para el líquido saturado son cero a –40 °C (y –40 °F).

Tabla A-12

Refrigerante 134a saturado. Tabla de presión

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna,* kJ/kg			*Entalpía,* kJ/kg			*Entropía,* kJ/kg · K		
Pres., P kPa	Temp. sat., T_{sat} °C	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor. sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
60	−36.95	0.0007097	0.31108	3.795	205.34	209.13	3.837	223.96	227.80	0.01633	0.94812	0.96445
70	−33.87	0.0007143	0.26921	7.672	203.23	210.90	7.722	222.02	229.74	0.03264	0.92783	0.96047
80	−31.13	0.0007184	0.23749	11.14	201.33	212.48	11.20	220.27	231.47	0.04707	0.91009	0.95716
90	−28.65	0.0007222	0.21261	14.30	199.60	213.90	14.36	218.67	233.04	0.06003	0.89431	0.95434
100	−26.37	0.0007258	0.19255	17.19	198.01	215.21	17.27	217.19	234.46	0.07182	0.88008	0.95191
120	−22.32	0.0007323	0.16216	22.38	195.15	217.53	22.47	214.52	236.99	0.09269	0.85520	0.94789
140	−18.77	0.0007381	0.14020	26.96	192.60	219.56	27.06	212.13	239.19	0.11080	0.83387	0.94467
160	−15.60	0.0007435	0.12355	31.06	190.31	221.37	31.18	209.96	241.14	0.12686	0.81517	0.94202
180	−12.73	0.0007485	0.11049	34.81	188.20	223.01	34.94	207.95	242.90	0.14131	0.79848	0.93979
200	−10.09	0.0007532	0.099951	38.26	186.25	224.51	38.41	206.09	244.50	0.15449	0.78339	0.93788
240	−5.38	0.0007618	0.083983	44.46	182.71	227.17	44.64	202.68	247.32	0.17786	0.75689	0.93475
280	−1.25	0.0007697	0.072434	49.95	179.54	229.49	50.16	199.61	249.77	0.19822	0.73406	0.93228
320	2.46	0.0007771	0.063681	54.90	176.65	231.55	55.14	196.78	251.93	0.21631	0.71395	0.93026
360	5.82	0.0007840	0.056809	59.42	173.99	233.41	59.70	194.15	253.86	0.23265	0.69591	0.92856
400	8.91	0.0007905	0.051266	63.61	171.49	235.10	63.92	191.68	255.61	0.24757	0.67954	0.92711
450	12.46	0.0007983	0.045677	68.44	168.58	237.03	68.80	188.78	257.58	0.26462	0.66093	0.92555
500	15.71	0.0008058	0.041168	72.92	165.86	238.77	73.32	186.04	259.36	0.28021	0.64399	0.92420
550	18.73	0.0008129	0.037452	77.09	163.29	240.38	77.54	183.44	260.98	0.29460	0.62842	0.92302
600	21.55	0.0008198	0.034335	81.01	160.84	241.86	81.50	180.95	262.46	0.30799	0.61398	0.92196
650	24.20	0.0008265	0.031680	84.72	158.51	243.23	85.26	178.56	263.82	0.32052	0.60048	0.92100
700	26.69	0.0008331	0.029392	88.24	156.27	244.51	88.82	176.26	265.08	0.33232	0.58780	0.92012
750	29.06	0.0008395	0.027398	91.59	154.11	245.70	92.22	174.03	266.25	0.34348	0.57582	0.91930
800	31.31	0.0008457	0.025645	94.80	152.02	246.82	95.48	171.86	267.34	0.35408	0.56445	0.91853
850	33.45	0.0008519	0.024091	97.88	150.00	247.88	98.61	169.75	268.36	0.36417	0.55362	0.91779
900	35.51	0.0008580	0.022703	100.84	148.03	248.88	101.62	167.69	269.31	0.37383	0.54326	0.91709
950	37.48	0.0008640	0.021456	103.70	146.11	249.82	104.52	165.68	270.20	0.38307	0.53333	0.91641
1000	39.37	0.0008700	0.020329	106.47	144.24	250.71	107.34	163.70	271.04	0.39196	0.52378	0.91574
1200	46.29	0.0008935	0.016728	116.72	137.12	253.84	117.79	156.12	273.92	0.42449	0.48870	0.91320
1400	52.40	0.0009167	0.014119	125.96	130.44	256.40	127.25	148.92	276.17	0.45325	0.45742	0.91067
1600	57.88	0.0009400	0.012134	134.45	124.05	258.50	135.96	141.96	277.92	0.47921	0.42881	0.90802
1800	62.87	0.0009639	0.010568	142.36	117.85	260.21	144.09	135.14	279.23	0.50304	0.40213	0.90517
2000	67.45	0.0009887	0.009297	149.81	111.75	261.56	151.78	128.36	280.15	0.52519	0.37684	0.90204
2500	77.54	0.0010567	0.006941	167.02	96.47	263.49	169.66	111.18	280.84	0.57542	0.31701	0.89243
3000	86.16	0.0011410	0.005272	183.09	80.17	263.26	186.51	92.57	279.08	0.62133	0.25759	0.87893

Tabla A-13

Refrigerante 134a sobrecalentado

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	P = 0.06 MPa (T_{sat} = −36.95 °C)				P = 0.10 MPa (T_{sat} = −26.37 °C)				P = 0.14 MPa (T_{sat} = −18.77 °C)			
Sat.	0.31108	209.13	227.80	0.9645	0.19255	215.21	234.46	0.9519	0.14020	219.56	239.19	0.9447
−20	0.33608	220.62	240.78	1.0175	0.19841	219.68	239.52	0.9721				
−10	0.35048	227.57	248.60	1.0478	0.20743	226.77	247.51	1.0031	0.14605	225.93	246.37	0.9724
0	0.36476	234.67	256.56	1.0775	0.21630	233.97	255.60	1.0333	0.15263	233.25	254.61	1.0032
10	0.37893	241.94	264.68	1.1067	0.22506	241.32	263.82	1.0628	0.15908	240.68	262.95	1.0331
20	0.39302	249.37	272.95	1.1354	0.23373	248.81	272.18	1.0919	0.16544	248.24	271.40	1.0625
30	0.40705	256.97	281.39	1.1637	0.24233	256.46	280.69	1.1204	0.17172	255.95	279.99	1.0913
40	0.42102	264.73	289.99	1.1916	0.25088	264.27	289.36	1.1485	0.17794	263.80	288.72	1.1196
50	0.43495	272.66	298.75	1.2192	0.25937	272.24	298.17	1.1762	0.18412	271.81	297.59	1.1475
60	0.44883	280.75	307.68	1.2464	0.26783	280.36	307.15	1.2036	0.19025	279.97	306.61	1.1750
70	0.46269	289.01	316.77	1.2732	0.27626	288.65	316.28	1.2306	0.19635	288.29	315.78	1.2021
80	0.47651	297.43	326.02	1.2998	0.28465	297.10	325.57	1.2573	0.20242	296.77	325.11	1.2289
90	0.49032	306.02	335.43	1.3261	0.29303	305.71	335.01	1.2836	0.20847	305.40	334.59	1.2554
100	0.50410	314.76	345.01	1.3521	0.30138	314.48	344.61	1.3097	0.21449	314.19	344.22	1.2815
	P = 0.18 MPa (T_{sat} = −12.73 °C)				P = 0.20 MPa (T_{sat} = −10.09 °C)				P = 0.24 MPa (T_{sat} = −5.38 °C)			
Sat.	0.11049	223.01	242.90	0.9398	0.09995	224.51	244.50	0.9379	0.08398	227.17	247.32	0.9348
−10	0.11189	225.04	245.18	0.9485	0.09991	224.57	244.56	0.9381				
0	0.11722	232.49	253.59	0.9799	0.10481	232.11	253.07	0.9699	0.08617	231.30	251.98	0.9520
10	0.12240	240.02	262.05	1.0103	0.10955	239.69	261.60	1.0005	0.09026	239.00	260.66	0.9832
20	0.12748	247.66	270.60	1.0400	0.11418	247.36	270.20	1.0304	0.09423	246.76	269.38	1.0134
30	0.13248	255.43	279.27	1.0691	0.11874	255.16	278.91	1.0596	0.09812	254.63	278.17	1.0429
40	0.13741	263.33	288.07	1.0976	0.12322	263.09	287.74	1.0882	0.10193	262.61	287.07	1.0718
50	0.14230	271.38	297.00	1.1257	0.12766	271.16	296.70	1.1164	0.10570	270.73	296.09	1.1002
60	0.14715	279.58	306.07	1.1533	0.13206	279.38	305.79	1.1441	0.10942	278.98	305.24	1.1281
70	0.15196	287.93	315.28	1.1806	0.13641	287.75	315.03	1.1714	0.11310	287.38	314.53	1.1555
80	0.15673	296.43	324.65	1.2075	0.14074	296.27	324.41	1.1984	0.11675	295.93	323.95	1.1826
90	0.16149	305.09	334.16	1.2340	0.14504	304.93	333.94	1.2250	0.12038	304.62	333.51	1.2093
100	0.16622	313.90	343.82	1.2603	0.14933	313.75	343.62	1.2513	0.12398	313.46	343.22	1.2356
	P = 0.28 MPa (T_{sat} = −1.25 °C)				P = 0.32 MPa (T_{sat} = 2.46 °C)				P = 0.40 MPa (T_{sat} = 8.91 °C)			
Sat.	0.07243	229.49	249.77	0.9323	0.06368	231.55	251.93	0.9303	0.051266	235.10	255.61	0.9271
0	0.07282	230.46	250.85	0.9362								
10	0.07646	238.29	259.70	0.9681	0.06609	237.56	258.70	0.9545	0.051506	235.99	256.59	0.9306
20	0.07997	246.15	268.54	0.9987	0.06925	245.51	267.67	0.9856	0.054213	244.19	265.88	0.9628
30	0.08338	254.08	277.42	1.0285	0.07231	253.52	276.66	1.0158	0.056796	252.37	275.09	0.9937
40	0.08672	262.12	286.40	1.0577	0.07530	261.62	285.72	1.0452	0.059292	260.60	284.32	1.0237
50	0.09000	270.28	295.48	1.0862	0.07823	269.83	294.87	1.0739	0.061724	268.92	293.61	1.0529
60	0.09324	278.58	304.69	1.1143	0.08111	278.17	304.12	1.1022	0.064104	277.34	302.98	1.0814
70	0.09644	287.01	314.01	1.1419	0.08395	286.64	313.50	1.1299	0.066443	285.88	312.45	1.1095
80	0.09961	295.59	323.48	1.1690	0.08675	295.24	323.00	1.1572	0.068747	294.54	322.04	1.1370
90	0.10275	304.30	333.07	1.1958	0.08953	303.99	332.64	1.1841	0.071023	303.34	331.75	1.1641
100	0.10587	313.17	342.81	1.2223	0.09229	312.87	342.41	1.2106	0.073274	312.28	341.59	1.1908
110	0.10897	322.18	352.69	1.2484	0.09503	321.91	352.31	1.2368	0.075504	321.35	351.55	1.2172
120	0.11205	331.34	362.72	1.2742	0.09775	331.08	362.36	1.2627	0.077717	330.56	361.65	1.2432
130	0.11512	340.65	372.88	1.2998	0.10045	340.41	372.55	1.2883	0.079913	339.92	371.89	1.2689
140	0.11818	350.11	383.20	1.3251	0.10314	349.88	382.89	1.3136	0.082096	349.42	382.26	1.2943

Tabla A-13

Refrigerante 134a sobrecalentado (*conclusión*)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	P = 0.50 MPa (T_{sat} = 15.71 °C)				P = 0.60 MPa (T_{sat} = 21.55 °C)				P = 0.70 MPa (T_{sat} = 26.69 °C)			
Sat.	0.041168	238.77	259.36	0.9242	0.034335	241.86	262.46	0.9220	0.029392	244.51	265.08	0.9201
20	0.042115	242.42	263.48	0.9384								
30	0.044338	250.86	273.03	0.9704	0.035984	249.24	270.83	0.9500	0.029966	247.49	268.47	0.9314
40	0.046456	259.27	282.50	1.0011	0.037865	257.88	280.60	0.9817	0.031696	256.41	278.59	0.9642
50	0.048499	267.73	291.98	1.0309	0.039659	266.50	290.30	1.0122	0.033322	265.22	288.54	0.9955
60	0.050485	276.27	301.51	1.0600	0.041389	275.17	300.00	1.0417	0.034875	274.03	298.44	1.0257
70	0.052427	284.91	311.12	1.0884	0.043069	283.91	309.75	1.0706	0.036373	282.88	308.34	1.0550
80	0.054331	293.65	320.82	1.1163	0.044710	292.74	319.57	1.0988	0.037829	291.81	318.29	1.0835
90	0.056205	302.52	330.63	1.1436	0.046318	301.69	329.48	1.1265	0.039250	300.84	328.31	1.1115
100	0.058053	311.52	340.55	1.1706	0.047900	310.75	339.49	1.1536	0.040642	309.96	338.41	1.1389
110	0.059880	320.65	350.59	1.1971	0.049458	319.93	349.61	1.1804	0.042010	319.21	348.61	1.1659
120	0.061687	329.91	360.75	1.2233	0.050997	329.24	359.84	1.2068	0.043358	328.57	358.92	1.1925
130	0.063479	339.31	371.05	1.2492	0.052519	338.69	370.20	1.2328	0.044688	338.06	369.34	1.2186
140	0.065256	348.85	381.47	1.2747	0.054027	348.26	380.68	1.2585	0.046004	347.67	379.88	1.2445
150	0.067021	358.52	392.04	1.3000	0.055522	357.98	391.29	1.2838	0.047306	357.42	390.54	1.2700
160	0.068775	368.34	402.73	1.3250	0.057006	367.83	402.03	1.3089	0.048597	367.31	401.32	1.2952
	P = 0.80 MPa (T_{sat} = 31.31 °C)				P = 0.90 MPa (T_{sat} = 35.51 °C)				P = 1.00 MPa (T_{sat} = 39.37 °C)			
Sat.	0.025645	246.82	267.34	0.9185	0.022686	248.82	269.25	0.9169	0.020319	250.71	271.04	0.9157
40	0.027035	254.84	276.46	0.9481	0.023375	253.15	274.19	0.9328	0.020406	251.32	271.73	0.9180
50	0.028547	263.87	286.71	0.9803	0.024809	262.46	284.79	0.9661	0.021796	260.96	282.76	0.9526
60	0.029973	272.85	296.82	1.0111	0.026146	271.62	295.15	0.9977	0.023068	270.33	293.40	0.9851
70	0.031340	281.83	306.90	1.0409	0.027413	280.74	305.41	1.0280	0.024261	279.61	303.87	1.0160
80	0.032659	290.86	316.99	1.0699	0.028630	289.88	315.65	1.0574	0.025398	288.87	314.27	1.0459
90	0.033941	299.97	327.12	1.0982	0.029806	299.08	325.90	1.0861	0.026492	298.17	324.66	1.0749
100	0.035193	309.17	337.32	1.1259	0.030951	308.35	336.21	1.1141	0.027552	307.52	335.08	1.1032
110	0.036420	318.47	347.61	1.1531	0.032068	317.72	346.58	1.1415	0.028584	316.96	345.54	1.1309
120	0.037625	327.89	357.99	1.1798	0.033164	327.19	357.04	1.1684	0.029592	326.49	356.08	1.1580
130	0.038813	337.42	368.47	1.2062	0.034241	336.78	367.59	1.1949	0.030581	336.12	366.70	1.1847
140	0.039985	347.08	379.07	1.2321	0.035302	346.48	378.25	1.2211	0.031554	345.87	377.42	1.2110
150	0.041143	356.86	389.78	1.2577	0.036349	356.30	389.01	1.2468	0.032512	355.73	388.24	1.2369
160	0.042290	366.78	400.61	1.2830	0.037384	366.25	399.89	1.2722	0.033457	365.71	399.17	1.2624
170	0.043427	376.83	411.57	1.3081	0.038408	376.33	410.89	1.2973	0.034392	375.82	410.22	1.2876
180	0.044554	387.01	422.65	1.3328	0.039423	386.54	422.02	1.3221	0.035317	386.06	421.38	1.3125
	P = 1.20 MPa (T_{sat} = 46.29 °C)				P = 1.40 MPa (T_{sat} = 52.40 °C)				P = 1.60 MPa (T_{sat} = 57.88 °C)			
Sat.	0.016728	253.84	273.92	0.9132	0.014119	256.40	276.17	0.9107	0.012134	258.50	277.92	0.9080
50	0.017201	257.64	278.28	0.9268								
60	0.018404	267.57	289.66	0.9615	0.015005	264.46	285.47	0.9389	0.012372	260.91	280.71	0.9164
70	0.019502	277.23	300.63	0.9939	0.016060	274.62	297.10	0.9733	0.013430	271.78	293.27	0.9536
80	0.020529	286.77	311.40	1.0249	0.017023	284.51	308.34	1.0056	0.014362	282.11	305.09	0.9875
90	0.021506	296.28	322.09	1.0547	0.017923	294.28	319.37	1.0364	0.015215	292.19	316.53	1.0195
100	0.022442	305.81	332.74	1.0836	0.018778	304.01	330.30	1.0661	0.016014	302.16	327.78	1.0501
110	0.023348	315.40	343.41	1.1119	0.019597	313.76	341.19	1.0949	0.016773	312.09	338.93	1.0795
120	0.024228	325.05	354.12	1.1395	0.020388	323.55	352.09	1.1230	0.017500	322.03	350.03	1.1081
130	0.025086	334.79	364.90	1.1665	0.021155	333.41	363.02	1.1504	0.018201	332.02	361.14	1.1360
140	0.025927	344.63	375.74	1.1931	0.021904	343.34	374.01	1.1773	0.018882	342.06	372.27	1.1633
150	0.026753	354.57	386.68	1.2192	0.022636	353.37	385.07	1.2038	0.019545	352.19	383.46	1.1901
160	0.027566	364.63	397.71	1.2450	0.023355	363.51	396.20	1.2298	0.020194	362.40	394.71	1.2164
170	0.028367	374.80	408.84	1.2704	0.024061	373.75	407.43	1.2554	0.020830	372.71	406.04	1.2422
180	0.029158	385.10	420.09	1.2955	0.024757	384.12	418.78	1.2808	0.021456	383.13	417.46	1.2677

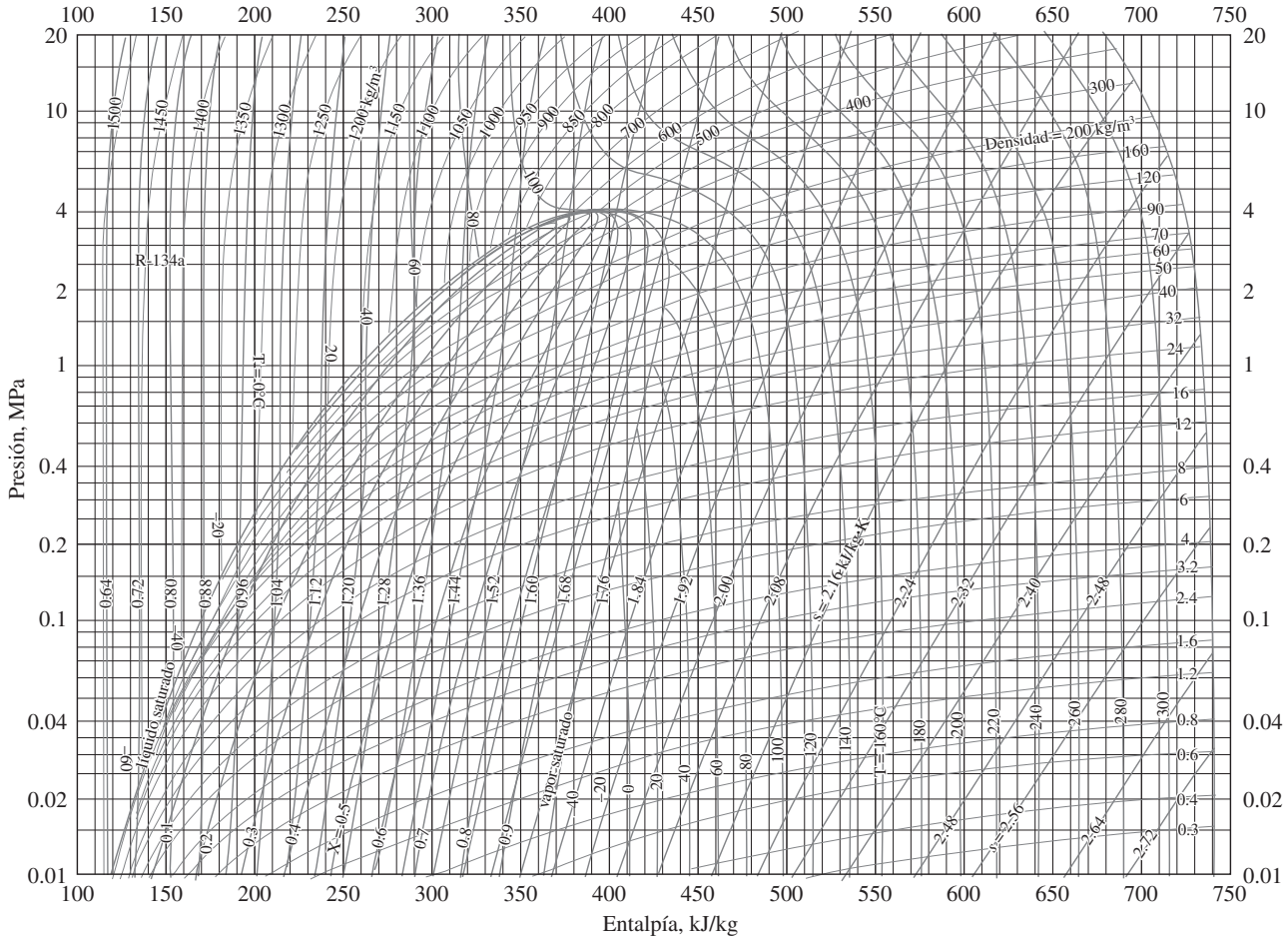


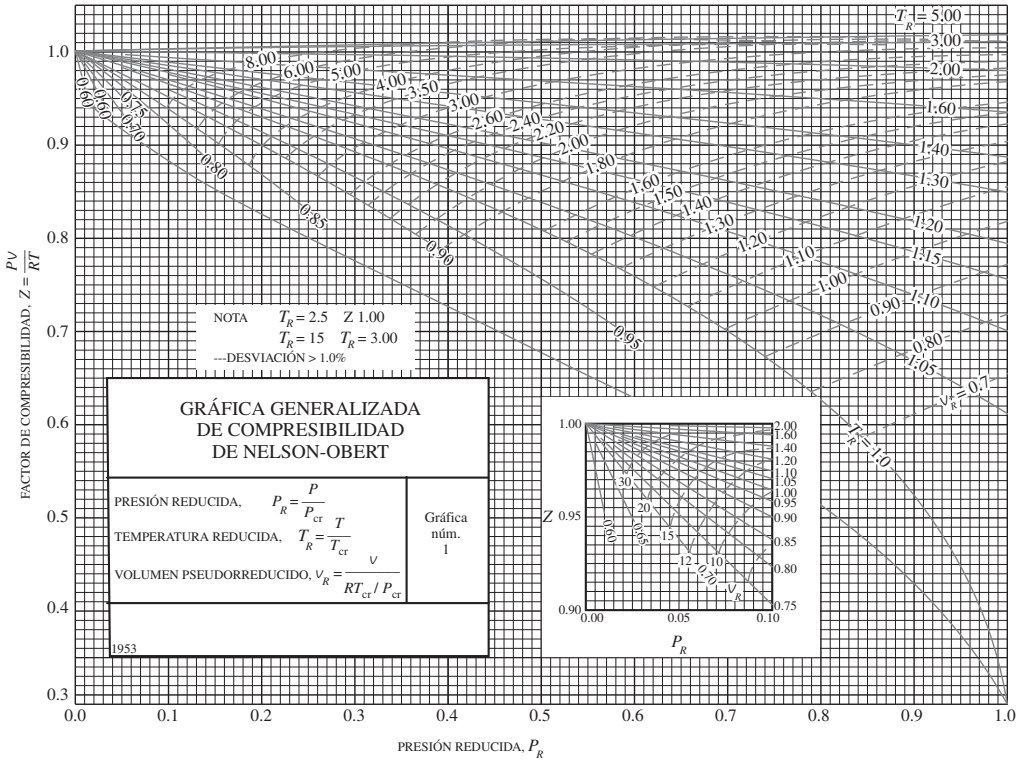
Figura A-14

Diagrama *P-h* para el refrigerante 134a.

Nota: El punto de referencia utilizado para la gráfica es diferente al empleado en las tablas de R-134a. Por lo tanto, los problemas deberán resolverse utilizando todos los datos de propiedades obtenidos, ya sea de las tablas o de la gráfica, pero no de ambas.

Fuente: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia.

a) Presiones bajas, $0 < P_R < 1.0$



b) Presiones intermedias, $0 < P_R < 7$

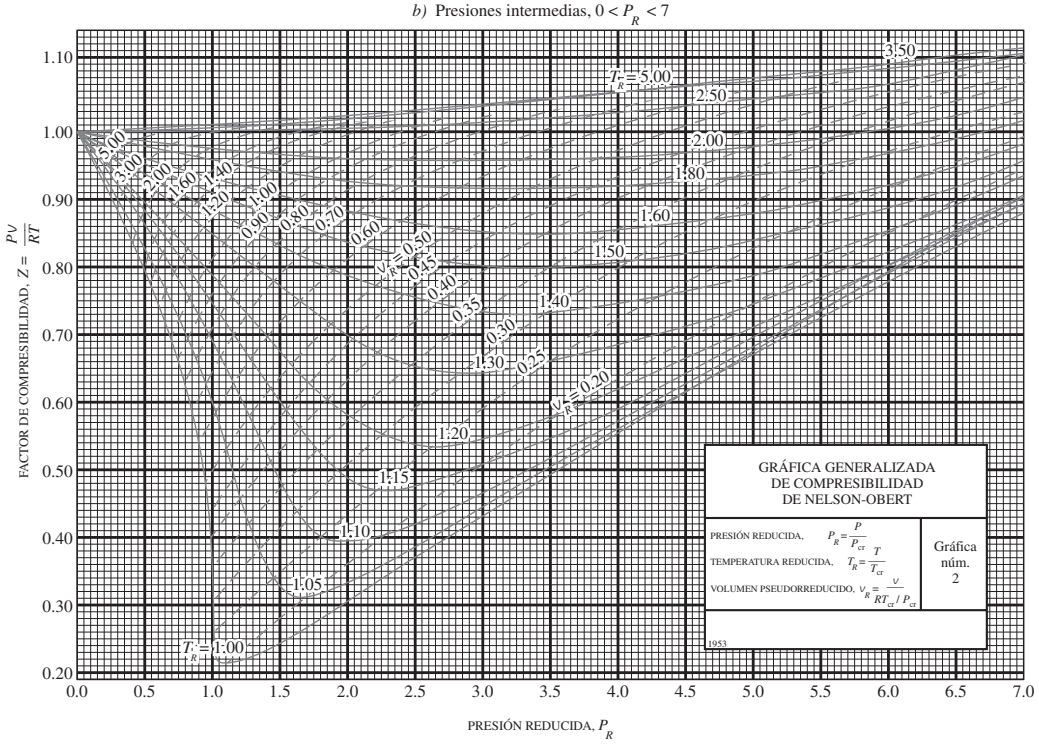


Figura A-15

Carta generalizada de compresibilidad de Nelson-Obert.

Con autorización del doctor Edward E. Obert, Universidad de Wisconsin.

Tabla A-16

Propiedades de la atmósfera a gran altitud

Altitud, m	Temperatura, °C	Presión, kPa	Gravedad g, m/s^2	Velocidad del sonido, m/s	Densidad, kg/m^3	Viscosidad μ, kg/m · s	Conductividad térmica, W/m · K
0	15.00	101.33	9.807	340.3	1.225	1.789×10^{-5}	0.0253
200	13.70	98.95	9.806	339.5	1.202	1.783×10^{-5}	0.0252
400	12.40	96.61	9.805	338.8	1.179	1.777×10^{-5}	0.0252
600	11.10	94.32	9.805	338.0	1.156	1.771×10^{-5}	0.0251
800	9.80	92.08	9.804	337.2	1.134	1.764×10^{-5}	0.0250
1000	8.50	89.88	9.804	336.4	1.112	1.758×10^{-5}	0.0249
1200	7.20	87.72	9.803	335.7	1.090	1.752×10^{-5}	0.0248
1400	5.90	85.60	9.802	334.9	1.069	1.745×10^{-5}	0.0247
1600	4.60	83.53	9.802	334.1	1.048	1.739×10^{-5}	0.0245
1800	3.30	81.49	9.801	333.3	1.027	1.732×10^{-5}	0.0244
2000	2.00	79.50	9.800	332.5	1.007	1.726×10^{-5}	0.0243
2200	0.70	77.55	9.800	331.7	0.987	1.720×10^{-5}	0.0242
2400	−0.59	75.63	9.799	331.0	0.967	1.713×10^{-5}	0.0241
2600	−1.89	73.76	9.799	330.2	0.947	1.707×10^{-5}	0.0240
2800	−3.19	71.92	9.798	329.4	0.928	1.700×10^{-5}	0.0239
3000	−4.49	70.12	9.797	328.6	0.909	1.694×10^{-5}	0.0238
3200	−5.79	68.36	9.797	327.8	0.891	1.687×10^{-5}	0.0237
3400	−7.09	66.63	9.796	327.0	0.872	1.681×10^{-5}	0.0236
3600	−8.39	64.94	9.796	326.2	0.854	1.674×10^{-5}	0.0235
3800	−9.69	63.28	9.795	325.4	0.837	1.668×10^{-5}	0.0234
4000	−10.98	61.66	9.794	324.6	0.819	1.661×10^{-5}	0.0233
4200	−12.3	60.07	9.794	323.8	0.802	1.655×10^{-5}	0.0232
4400	−13.6	58.52	9.793	323.0	0.785	1.648×10^{-5}	0.0231
4600	−14.9	57.00	9.793	322.2	0.769	1.642×10^{-5}	0.0230
4800	−16.2	55.51	9.792	321.4	0.752	1.635×10^{-5}	0.0229
5000	−17.5	54.05	9.791	320.5	0.736	1.628×10^{-5}	0.0228
5200	−18.8	52.62	9.791	319.7	0.721	1.622×10^{-5}	0.0227
5400	−20.1	51.23	9.790	318.9	0.705	1.615×10^{-5}	0.0226
5600	−21.4	49.86	9.789	318.1	0.690	1.608×10^{-5}	0.0224
5800	−22.7	48.52	9.785	317.3	0.675	1.602×10^{-5}	0.0223
6000	−24.0	47.22	9.788	316.5	0.660	1.595×10^{-5}	0.0222
6200	−25.3	45.94	9.788	315.6	0.646	1.588×10^{-5}	0.0221
6400	−26.6	44.69	9.787	314.8	0.631	1.582×10^{-5}	0.0220
6600	−27.9	43.47	9.786	314.0	0.617	1.575×10^{-5}	0.0219
6800	−29.2	42.27	9.785	313.1	0.604	1.568×10^{-5}	0.0218
7000	−30.5	41.11	9.785	312.3	0.590	1.561×10^{-5}	0.0217
8000	−36.9	35.65	9.782	308.1	0.526	1.527×10^{-5}	0.0212
9000	−43.4	30.80	9.779	303.8	0.467	1.493×10^{-5}	0.0206
10,000	−49.9	26.50	9.776	299.5	0.414	1.458×10^{-5}	0.0201
12,000	−56.5	19.40	9.770	295.1	0.312	1.422×10^{-5}	0.0195
14,000	−56.5	14.17	9.764	295.1	0.228	1.422×10^{-5}	0.0195
16,000	−56.5	10.53	9.758	295.1	0.166	1.422×10^{-5}	0.0195
18,000	−56.5	7.57	9.751	295.1	0.122	1.422×10^{-5}	0.0195

Fuente: U.S. Standard Atmosphere Supplements. Oficina de Impresiones del Gobierno de Estados Unidos, 1966. Basadas en las condiciones medias anuales a una latitud de 45° y una variación de acuerdo con la época del año y con los patrones del clima. Las condiciones al nivel del mar ($z = 0$) se consideran como $P = 101.325$ kPa, $T = 15$ °C, $\rho = 1.2250$ kg/m^3, $g = 9.80665$ m^2/s.

Tabla A-17

Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161	1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407	1040	1091.85	133.3	793.36	23.29	3.01260
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604	1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760	1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876	1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952	1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993	1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997	1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967	1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906	1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809	1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685	1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531						

Tabla A-17

Propiedades de gas ideal del aire (*conclusión*)

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	$s°$ kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	$s°$ kJ/kg · K
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638	1600	1757.57	791.2	1298.30	5.804	3.52364
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510	1620	1782.00	834.1	1316.96	5.574	3.53879
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345	1640	1806.46	878.9	1335.72	5.355	3.55381
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.29160	1660	1830.96	925.6	1354.48	5.147	3.56867
1340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.30959	1680	1855.50	974.2	1373.24	4.949	3.58335
1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.32724	1700	1880.1	1025	1392.7	4.761	3.5979
1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.34474	1750	1941.6	1161	1439.8	4.328	3.6336
1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.36200	1800	2003.3	1310	1487.2	3.994	3.6684
1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.37901	1850	2065.3	1475	1534.9	3.601	3.7023
1440	1563.51	506.9	1150.13	8.153	3.39586	1900	2127.4	1655	1582.6	3.295	3.7354
1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.41247	1950	2189.7	1852	1630.6	3.022	3.7677
1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.42892	2000	2252.1	2068	1678.7	2.776	3.7994
1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.44516	2050	2314.6	2303	1726.8	2.555	3.8303
1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.46120	2100	2377.7	2559	1775.3	2.356	3.8605
1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.47712	2150	2440.3	2837	1823.8	2.175	3.8901
1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.49276	2200	2503.2	3138	1872.4	2.012	3.9191
1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.50829	2250	2566.4	3464	1921.3	1.864	3.9474

Nota: Las propiedades P_r (presión relativa) y v_r (volumen específico relativo) son cantidades adimensionales utilizadas en el análisis de procesos isentrópicos y no deben confundirse con las propiedades de presión y volumen específico.

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 1983, pp. 785-786, Tabla A-5. Publicada originalmente en J. H. Keenan y J. Kaye, *Gas Tables*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1948.

Tabla A-18

Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	17,563	12,574	212.066
220	6,391	4,562	182.639	610	17,864	12,792	212.564
230	6,683	4,770	183.938	620	18,166	13,011	213.055
240	6,975	4,979	185.180	630	18,468	13,230	213.541
250	7,266	5,188	186.370	640	18,772	13,450	214.018
260	7,558	5,396	187.514	650	19,075	13,671	214.489
270	7,849	5,604	188.614	660	19,380	13,892	214.954
280	8,141	5,813	189.673	670	19,685	14,114	215.413
290	8,432	6,021	190.695	680	19,991	14,337	215.866
298	8,669	6,190	191.502	690	20,297	14,560	216.314
300	8,723	6,229	191.682	700	20,604	14,784	216.756
310	9,014	6,437	192.638	710	20,912	15,008	217.192
320	9,306	6,645	193.562	720	21,220	15,234	217.624
330	9,597	6,853	194.459	730	21,529	15,460	218.059
340	9,888	7,061	195.328	740	21,839	15,686	218.472
350	10,180	7,270	196.173	750	22,149	15,913	218.889
360	10,471	7,478	196.995	760	22,460	16,141	219.301
370	10,763	7,687	197.794	770	22,772	16,370	219.709
380	11,055	7,895	198.572	780	23,085	16,599	220.113
390	11,347	8,104	199.331	790	23,398	16,830	220.512
400	11,640	8,314	200.071	800	23,714	17,061	220.907
410	11,932	8,523	200.794	810	24,027	17,292	221.298
420	12,225	8,733	201.499	820	24,342	17,524	221.684
430	12,518	8,943	202.189	830	24,658	17,757	222.067
440	12,811	9,153	202.863	840	24,974	17,990	222.447
450	13,105	9,363	203.523	850	25,292	18,224	222.822
460	13,399	9,574	204.170	860	25,610	18,459	223.194
470	13,693	9,786	204.803	870	25,928	18,695	223.562
480	13,988	9,997	205.424	880	26,248	18,931	223.927
490	14,285	10,210	206.033	890	26,568	19,168	224.288
500	14,581	10,423	206.630	900	26,890	19,407	224.647
510	14,876	10,635	207.216	910	27,210	19,644	225.002
520	15,172	10,848	207.792	920	27,532	19,883	225.353
530	15,469	11,062	208.358	930	27,854	20,122	225.701
540	15,766	11,277	208.914	940	28,178	20,362	226.047
550	16,064	11,492	209.461	950	28,501	20,603	226.389
560	16,363	11,707	209.999	960	28,826	20,844	226.728
570	16,662	11,923	210.528	970	29,151	21,086	227.064
580	16,962	12,139	211.049	980	29,476	21,328	227.398
590	17,262	12,356	211.562	990	29,803	21,571	227.728

Tabla A-18

Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2 (*conclusión*)

T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$
K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K	K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K
1000	30,129	21,815	228.057	1760	56,227	41,594	247.396
1020	30,784	22,304	228.706	1780	56,938	42,139	247.798
1040	31,442	22,795	229.344	1800	57,651	42,685	248.195
1060	32,101	23,288	229.973	1820	58,363	43,231	248.589
1080	32,762	23,782	230.591	1840	59,075	43,777	248.979
1100	33,426	24,280	231.199	1860	59,790	44,324	249.365
1120	34,092	24,780	231.799	1880	60,504	44,873	249.748
1140	34,760	25,282	232.391	1900	61,220	45,423	250.128
1160	35,430	25,786	232.973	1920	61,936	45,973	250.502
1180	36,104	26,291	233.549	1940	62,654	46,524	250.874
1200	36,777	26,799	234.115	1960	63,381	47,075	251.242
1220	37,452	27,308	234.673	1980	64,090	47,627	251.607
1240	38,129	27,819	235.223	2000	64,810	48,181	251.969
1260	38,807	28,331	235.766	2050	66,612	49,567	252.858
1280	39,488	28,845	236.302	2100	68,417	50,957	253.726
1300	40,170	29,361	236.831	2150	70,226	52,351	254.578
1320	40,853	29,378	237.353	2200	72,040	53,749	255.412
1340	41,539	30,398	237.867	2250	73,856	55,149	256.227
1360	42,227	30,919	238.376	2300	75,676	56,553	257.027
1380	42,915	31,441	238.878	2350	77,496	57,958	257.810
1400	43,605	31,964	239.375	2400	79,320	59,366	258.580
1420	44,295	32,489	239.865	2450	81,149	60,779	259.332
1440	44,988	33,014	240.350	2500	82,981	62,195	260.073
1460	45,682	33,543	240.827	2550	84,814	63,613	260.799
1480	46,377	34,071	241.301	2600	86,650	65,033	261.512
1500	47,073	34,601	241.768	2650	88,488	66,455	262.213
1520	47,771	35,133	242.228	2700	90,328	67,880	262.902
1540	48,470	35,665	242.685	2750	92,171	69,306	263.577
1560	49,168	36,197	243.137	2800	94,014	70,734	264.241
1580	49,869	36,732	243.585	2850	95,859	72,163	264.895
1600	50,571	37,268	244.028	2900	97,705	73,593	265.538
1620	51,275	37,806	244.464	2950	99,556	75,028	266.170
1640	51,980	38,344	244.896	3000	101,407	76,464	266.793
1660	52,686	38,884	245.324	3050	103,260	77,902	267.404
1680	53,393	39,424	245.747	3100	105,115	79,341	268.007
1700	54,099	39,965	246.166	3150	106,972	80,782	268.601
1720	54,807	40,507	246.580	3200	108,830	82,224	269.186
1740	55,516	41,049	246.990	3250	110,690	83,668	269.763

Fuente: Las tablas A-18 a A-25 fueron adaptadas de Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 1983, pp. 787-798. Publicadas originalmente en JANAF, *Thermochemical Tables*, NSRDS-NBS-37, 1971.

Tabla A-19

Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	17,929	12,940	226.346
220	6,404	4,575	196.171	610	18,250	13,178	226.877
230	6,694	4,782	197.461	620	18,572	13,417	227.400
240	6,984	4,989	198.696	630	18,895	13,657	227.918
250	7,275	5,197	199.885	640	19,219	13,898	228.429
260	7,566	5,405	201.027	650	19,544	14,140	228.932
270	7,858	5,613	202.128	660	19,870	14,383	229.430
280	8,150	5,822	203.191	670	20,197	14,626	229.920
290	8,443	6,032	204.218	680	20,524	14,871	230.405
298	8,682	6,203	205.033	690	20,854	15,116	230.885
300	8,736	6,242	205.213	700	21,184	15,364	231.358
310	9,030	6,453	206.177	710	21,514	15,611	231.827
320	9,325	6,664	207.112	720	21,845	15,859	232.291
330	9,620	6,877	208.020	730	22,177	16,107	232.748
340	9,916	7,090	208.904	740	22,510	16,357	233.201
350	10,213	7,303	209.765	750	22,844	16,607	233.649
360	10,511	7,518	210.604	760	23,178	16,859	234.091
370	10,809	7,733	211.423	770	23,513	17,111	234.528
380	11,109	7,949	212.222	780	23,850	17,364	234.960
390	11,409	8,166	213.002	790	24,186	17,618	235.387
400	11,711	8,384	213.765	800	24,523	17,872	235.810
410	12,012	8,603	214.510	810	24,861	18,126	236.230
420	12,314	8,822	215.241	820	25,199	18,382	236.644
430	12,618	9,043	215.955	830	25,537	18,637	237.055
440	12,923	9,264	216.656	840	25,877	18,893	237.462
450	13,228	9,487	217.342	850	26,218	19,150	237.864
460	13,525	9,710	218.016	860	26,559	19,408	238.264
470	13,842	9,935	218.676	870	26,899	19,666	238.660
480	14,151	10,160	219.326	880	27,242	19,925	239.051
490	14,460	10,386	219.963	890	27,584	20,185	239.439
500	14,770	10,614	220.589	900	27,928	20,445	239.823
510	15,082	10,842	221.206	910	28,272	20,706	240.203
520	15,395	11,071	221.812	920	28,616	20,967	240.580
530	15,708	11,301	222.409	930	28,960	21,228	240.953
540	16,022	11,533	222.997	940	29,306	21,491	241.323
550	16,338	11,765	223.576	950	29,652	21,754	241.689
560	16,654	11,998	224.146	960	29,999	22,017	242.052
570	16,971	12,232	224.708	970	30,345	22,280	242.411
580	17,290	12,467	225.262	980	30,692	22,544	242.768
590	17,609	12,703	225.808	990	31,041	22,809	242.120

Tabla A-19

Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2 (*conclusión*)

T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$
K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K	K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K
1000	31,389	23,075	243.471	1760	58,880	44,247	263.861
1020	32,088	23,607	244.164	1780	59,624	44,825	264.283
1040	32,789	24,142	244.844	1800	60,371	45,405	264.701
1060	33,490	24,677	245.513	1820	61,118	45,986	265.113
1080	34,194	25,214	246.171	1840	61,866	46,568	265.521
1100	34,899	25,753	246.818	1860	62,616	47,151	265.925
1120	35,606	26,294	247.454	1880	63,365	47,734	266.326
1140	36,314	26,836	248.081	1900	64,116	48,319	266.722
1160	37,023	27,379	248.698	1920	64,868	48,904	267.115
1180	37,734	27,923	249.307	1940	65,620	49,490	267.505
1200	38,447	28,469	249.906	1960	66,374	50,078	267.891
1220	39,162	29,018	250.497	1980	67,127	50,665	268.275
1240	39,877	29,568	251.079	2000	67,881	51,253	268.655
1260	40,594	30,118	251.653	2050	69,772	52,727	269.588
1280	41,312	30,670	252.219	2100	71,668	54,208	270.504
1300	42,033	31,224	252.776	2150	73,573	55,697	271.399
1320	42,753	31,778	253.325	2200	75,484	57,192	272.278
1340	43,475	32,334	253.868	2250	77,397	58,690	273.136
1360	44,198	32,891	254.404	2300	79,316	60,193	273.891
1380	44,923	33,449	254.932	2350	81,243	61,704	274.809
1400	45,648	34,008	255.454	2400	83,174	63,219	275.625
1420	46,374	34,567	255.968	2450	85,112	64,742	276.424
1440	47,102	35,129	256.475	2500	87,057	66,271	277.207
1460	47,831	35,692	256.978	2550	89,004	67,802	277.979
1480	48,561	36,256	257.474	2600	90,956	69,339	278.738
1500	49,292	36,821	257.965	2650	92,916	70,883	279.485
1520	50,024	37,387	258.450	2700	94,881	72,433	280.219
1540	50,756	37,952	258.928	2750	96,852	73,987	280.942
1560	51,490	38,520	259.402	2800	98,826	75,546	281.654
1580	52,224	39,088	259.870	2850	100,808	77,112	282.357
1600	52,961	39,658	260.333	2900	102,793	78,682	283.048
1620	53,696	40,227	260.791	2950	104,785	80,258	283.728
1640	54,434	40,799	261.242	3000	106,780	81,837	284.399
1660	55,172	41,370	261.690	3050	108,778	83,419	285.060
1680	55,912	41,944	262.132	3100	110,784	85,009	285.713
1700	56,652	42,517	262.571	3150	112,795	86,601	286.355
1720	57,394	43,093	263.005	3200	114,809	88,203	286.989
1740	58,136	43,669	263.435	3250	116,827	89,804	287.614

Tabla A-20

Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2

T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$
K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K	K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	22,280	17,291	243.199
220	6,601	4,772	202.966	610	22,754	17,683	243.983
230	6,938	5,026	204.464	620	23,231	18,076	244.758
240	7,280	5,285	205.920	630	23,709	18,471	245.524
250	7,627	5,548	207.337	640	24,190	18,869	246.282
260	7,979	5,817	208.717	650	24,674	19,270	247.032
270	8,335	6,091	210.062	660	25,160	19,672	247.773
280	8,697	6,369	211.376	670	25,648	20,078	248.507
290	9,063	6,651	212.660	680	26,138	20,484	249.233
298	9,364	6,885	213.685	690	26,631	20,894	249.952
300	9,431	6,939	213.915	700	27,125	21,305	250.663
310	9,807	7,230	215.146	710	27,622	21,719	251.368
320	10,186	7,526	216.351	720	28,121	22,134	252.065
330	10,570	7,826	217.534	730	28,622	22,522	252.755
340	10,959	8,131	218.694	740	29,124	22,972	253.439
350	11,351	8,439	219.831	750	29,629	23,393	254.117
360	11,748	8,752	220.948	760	20,135	23,817	254.787
370	12,148	9,068	222.044	770	30,644	24,242	255.452
380	12,552	9,392	223.122	780	31,154	24,669	256.110
390	12,960	9,718	224.182	790	31,665	25,097	256.762
400	13,372	10,046	225.225	800	32,179	25,527	257.408
410	13,787	10,378	226.250	810	32,694	25,959	258.048
420	14,206	10,714	227.258	820	33,212	26,394	258.682
430	14,628	11,053	228.252	830	33,730	26,829	259.311
440	15,054	11,393	229.230	840	34,251	27,267	259.934
450	15,483	11,742	230.194	850	34,773	27,706	260.551
460	15,916	12,091	231.144	860	35,296	28,125	261.164
470	16,351	12,444	232.080	870	35,821	28,588	261.770
480	16,791	12,800	233.004	880	36,347	29,031	262.371
490	17,232	13,158	233.916	890	36,876	29,476	262.968
500	17,678	13,521	234.814	900	37,405	29,922	263.559
510	18,126	13,885	235.700	910	37,935	30,369	264.146
520	18,576	14,253	236.575	920	38,467	30,818	264.728
530	19,029	14,622	237.439	930	39,000	31,268	265.304
540	19,485	14,996	238.292	940	39,535	31,719	265.877
550	19,945	15,372	239.135	950	40,070	32,171	266.444
560	20,407	15,751	239.962	960	40,607	32,625	267.007
570	20,870	16,131	240.789	970	41,145	33,081	267.566
580	21,337	16,515	241.602	980	41,685	33,537	268.119
590	21,807	16,902	242.405	990	42,226	33,995	268.670

Tabla A-20

Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2 (*conclusión*)

T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$
K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K	K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K
1000	42,769	34,455	269.215	1760	86,420	71,787	301.543
1020	43,859	35,378	270.293	1780	87,612	72,812	302.217
1040	44,953	36,306	271.354	1800	88,806	73,840	302.884
1060	46,051	37,238	272.400	1820	90,000	74,868	303.544
1080	47,153	38,174	273.430	1840	91,196	75,897	304.198
1100	48,258	39,112	274.445	1860	92,394	76,929	304.845
1120	49,369	40,057	275.444	1880	93,593	77,962	305.487
1140	50,484	41,006	276.430	1900	94,793	78,996	306.122
1160	51,602	41,957	277.403	1920	95,995	80,031	306.751
1180	52,724	42,913	278.361	1940	97,197	81,067	307.374
1200	53,848	43,871	297.307	1960	98,401	82,105	307.992
1220	54,977	44,834	280.238	1980	99,606	83,144	308.604
1240	56,108	45,799	281.158	2000	100,804	84,185	309.210
1260	57,244	46,768	282.066	2050	103,835	86,791	310.701
1280	58,381	47,739	282.962	2100	106,864	89,404	312.160
1300	59,522	48,713	283.847	2150	109,898	92,023	313.589
1320	60,666	49,691	284.722	2200	112,939	94,648	314.988
1340	61,813	50,672	285.586	2250	115,984	97,277	316.356
1360	62,963	51,656	286.439	2300	119,035	99,912	317.695
1380	64,116	52,643	287.283	2350	122,091	102,552	319.011
1400	65,271	53,631	288.106	2400	125,152	105,197	320.302
1420	66,427	54,621	288.934	2450	128,219	107,849	321.566
1440	67,586	55,614	289.743	2500	131,290	110,504	322.808
1460	68,748	56,609	290.542	2550	134,368	113,166	324.026
1480	66,911	57,606	291.333	2600	137,449	115,832	325.222
1500	71,078	58,606	292.114	2650	140,533	118,500	326.396
1520	72,246	59,609	292.888	2700	143,620	121,172	327.549
1540	73,417	60,613	292.654	2750	146,713	123,849	328.684
1560	74,590	61,620	294.411	2800	149,808	126,528	329.800
1580	76,767	62,630	295.161	2850	152,908	129,212	330.896
1600	76,944	63,741	295.901	2900	156,009	131,898	331.975
1620	78,123	64,653	296.632	2950	159,117	134,589	333.037
1640	79,303	65,668	297.356	3000	162,226	137,283	334.084
1660	80,486	66,592	298.072	3050	165,341	139,982	335.114
1680	81,670	67,702	298.781	3100	168,456	142,681	336.126
1700	82,856	68,721	299.482	3150	171,576	145,385	337.124
1720	84,043	69,742	300.177	3200	174,695	148,089	338.109
1740	85,231	70,764	300.863	3250	177,822	150,801	339.069

Tabla A-21

Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	17,611	12,622	218.204
220	6,391	4,562	188.683	610	17,915	12,843	218.708
230	6,683	4,771	189.980	620	18,221	13,066	219.205
240	6,975	4,979	191.221	630	18,527	13,289	219.695
250	7,266	5,188	192.411	640	18,833	13,512	220.179
260	7,558	5,396	193.554	650	19,141	13,736	220.656
270	7,849	5,604	194.654	660	19,449	13,962	221.127
280	8,140	5,812	195.713	670	19,758	14,187	221.592
290	8,432	6,020	196.735	680	20,068	14,414	222.052
298	8,669	6,190	197.543	690	20,378	14,641	222.505
300	8,723	6,229	197.723	700	20,690	14,870	222.953
310	9,014	6,437	198.678	710	21,002	15,099	223.396
320	9,306	6,645	199.603	720	21,315	15,328	223.833
330	9,597	6,854	200.500	730	21,628	15,558	224.265
340	9,889	7,062	201.371	740	21,943	15,789	224.692
350	10,181	7,271	202.217	750	22,258	16,022	225.115
360	10,473	7,480	203.040	760	22,573	16,255	225.533
370	10,765	7,689	203.842	770	22,890	16,488	225.947
380	11,058	7,899	204.622	780	23,208	16,723	226.357
390	11,351	8,108	205.383	790	23,526	16,957	226.762
400	11,644	8,319	206.125	800	23,844	17,193	227.162
410	11,938	8,529	206.850	810	24,164	17,429	227.559
420	12,232	8,740	207.549	820	24,483	17,665	227.952
430	12,526	8,951	208.252	830	24,803	17,902	228.339
440	12,821	9,163	208.929	840	25,124	18,140	228.724
450	13,116	9,375	209.593	850	25,446	18,379	229.106
460	13,412	9,587	210.243	860	25,768	18,617	229.482
470	13,708	9,800	210.880	870	26,091	18,858	229.856
480	14,005	10,014	211.504	880	26,415	19,099	230.227
490	14,302	10,228	212.117	890	26,740	19,341	230.593
500	14,600	10,443	212.719	900	27,066	19,583	230.957
510	14,898	10,658	213.310	910	27,392	19,826	231.317
520	15,197	10,874	213.890	920	27,719	20,070	231.674
530	15,497	11,090	214.460	930	28,046	20,314	232.028
540	15,797	11,307	215.020	940	28,375	20,559	232.379
550	16,097	11,524	215.572	950	28,703	20,805	232.727
560	16,399	11,743	216.115	960	29,033	21,051	233.072
570	16,701	11,961	216.649	970	29,362	21,298	233.413
580	17,003	12,181	217.175	980	29,693	21,545	233.752
590	17,307	12,401	217.693	990	30,024	21,793	234.088

Tabla A-21

Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO (*conclusión*)

T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$
K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K	K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K
1000	30,355	22,041	234.421	1760	56,756	42,123	253.991
1020	31,020	22,540	235.079	1780	57,473	42,673	254.398
1040	31,688	23,041	235.728	1800	58,191	43,225	254.797
1060	32,357	23,544	236.364	1820	58,910	43,778	255.194
1080	33,029	24,049	236.992	1840	59,629	44,331	255.587
1100	33,702	24,557	237.609	1860	60,351	44,886	255.976
1120	34,377	25,065	238.217	1880	61,072	45,441	256.361
1140	35,054	25,575	238.817	1900	61,794	45,997	256.743
1160	35,733	26,088	239.407	1920	62,516	46,552	257.122
1180	36,406	26,602	239.989	1940	63,238	47,108	257.497
1200	37,095	27,118	240.663	1960	63,961	47,665	257.868
1220	37,780	27,637	241.128	1980	64,684	48,221	258.236
1240	38,466	28,426	241.686	2000	65,408	48,780	258.600
1260	39,154	28,678	242.236	2050	67,224	50,179	259.494
1280	39,844	29,201	242.780	2100	69,044	51,584	260.370
1300	40,534	29,725	243.316	2150	70,864	52,988	261.226
1320	41,226	30,251	243.844	2200	72,688	54,396	262.065
1340	41,919	30,778	244.366	2250	74,516	55,809	262.887
1360	42,613	31,306	244.880	2300	76,345	57,222	263.692
1380	43,309	31,836	245.388	2350	78,178	58,640	264.480
1400	44,007	32,367	245.889	2400	80,015	60,060	265.253
1420	44,707	32,900	246.385	2450	81,852	61,482	266.012
1440	45,408	33,434	246.876	2500	83,692	62,906	266.755
1460	46,110	33,971	247.360	2550	85,537	64,335	267.485
1480	46,813	34,508	247.839	2600	87,383	65,766	268.202
1500	47,517	35,046	248.312	2650	89,230	67,197	268.905
1520	48,222	35,584	248.778	2700	91,077	68,628	269.596
1540	48,928	36,124	249.240	2750	92,930	70,066	270.285
1560	49,635	36,665	249.695	2800	94,784	71,504	270.943
1580	50,344	37,207	250.147	2850	96,639	72,945	271.602
1600	51,053	37,750	250.592	2900	98,495	74,383	272.249
1620	51,763	38,293	251.033	2950	100,352	75,825	272.884
1640	52,472	38,837	251.470	3000	102,210	77,267	273.508
1660	53,184	39,382	251.901	3050	104,073	78,715	274.123
1680	53,895	39,927	252.329	3100	105,939	80,164	274.730
1700	54,609	40,474	252.751	3150	107,802	81,612	275.326
1720	55,323	41,023	253.169	3200	109,667	83,061	275.914
1740	56,039	41,572	253.582	3250	111,534	84,513	276.494

Tabla A-22

Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	1440	42,808	30,835	177.410
260	7,370	5,209	126.636	1480	44,091	31,786	178.291
270	7,657	5,412	127.719	1520	45,384	32,746	179.153
280	7,945	5,617	128.765	1560	46,683	33,713	179.995
290	8,233	5,822	129.775	1600	47,990	34,687	180.820
298	8,468	5,989	130.574	1640	49,303	35,668	181.632
300	8,522	6,027	130.754	1680	50,622	36,654	182.428
320	9,100	6,440	132.621	1720	51,947	37,646	183.208
340	9,680	6,853	134.378	1760	53,279	38,645	183.973
360	10,262	7,268	136.039	1800	54,618	39,652	184.724
380	10,843	7,684	137.612	1840	55,962	40,663	185.463
400	11,426	8,100	139.106	1880	57,311	41,680	186.190
420	12,010	8,518	140.529	1920	58,668	42,705	186.904
440	12,594	8,936	141.888	1960	60,031	43,735	187.607
460	13,179	9,355	143.187	2000	61,400	44,771	188.297
480	13,764	9,773	144.432	2050	63,119	46,074	189.148
500	14,350	10,193	145.628	2100	64,847	47,386	189.979
520	14,935	10,611	146.775	2150	66,584	48,708	190.796
560	16,107	11,451	148.945	2200	68,328	50,037	191.598
600	17,280	12,291	150.968	2250	70,080	51,373	192.385
640	18,453	13,133	152.863	2300	71,839	52,716	193.159
680	19,630	13,976	154.645	2350	73,608	54,069	193.921
720	20,807	14,821	156.328	2400	75,383	55,429	194.669
760	21,988	15,669	157.923	2450	77,168	56,798	195.403
800	23,171	16,520	159.440	2500	78,960	58,175	196.125
840	24,359	17,375	160.891	2550	80,755	59,554	196.837
880	25,551	18,235	162.277	2600	82,558	60,941	197.539
920	26,747	19,098	163.607	2650	84,368	62,335	198.229
960	27,948	19,966	164.884	2700	86,186	63,737	198.907
1000	29,154	20,839	166.114	2750	88,008	65,144	199.575
1040	30,364	21,717	167.300	2800	89,838	66,558	200.234
1080	31,580	22,601	168.449	2850	91,671	67,976	200.885
1120	32,802	23,490	169.560	2900	93,512	69,401	201.527
1160	34,028	24,384	170.636	2950	95,358	70,831	202.157
1200	35,262	25,284	171.682	3000	97,211	72,268	202.778
1240	36,502	26,192	172.698	3050	99,065	73,707	203.391
1280	37,749	27,106	173.687	3100	100,926	75,152	203.995
1320	39,002	28,027	174.652	3150	102,793	76,604	204.592
1360	40,263	28,955	175.593	3200	104,667	78,061	205.181
1400	41,530	29,889	176.510	3250	106,545	79,523	205.765

Tabla A-23

Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	20,402	15,413	212.920
220	7,295	5,466	178.576	610	20,765	15,693	213.529
230	7,628	5,715	180.054	620	21,130	15,975	214.122
240	7,961	5,965	181.471	630	21,495	16,257	214.707
250	8,294	6,215	182.831	640	21,862	16,541	215.285
260	8,627	6,466	184.139	650	22,230	16,826	215.856
270	8,961	6,716	185.399	660	22,600	17,112	216.419
280	9,296	6,968	186.616	670	22,970	17,399	216.976
290	9,631	7,219	187.791	680	23,342	17,688	217.527
298	9,904	7,425	188.720	690	23,714	17,978	218.071
300	9,966	7,472	188.928	700	24,088	18,268	218.610
310	10,302	7,725	190.030	710	24,464	18,561	219.142
320	10,639	7,978	191.098	720	24,840	18,854	219.668
330	10,976	8,232	192.136	730	25,218	19,148	220.189
340	11,314	8,487	193.144	740	25,597	19,444	220.707
350	11,652	8,742	194.125	750	25,977	19,741	221.215
360	11,992	8,998	195.081	760	26,358	20,039	221.720
370	12,331	9,255	196.012	770	26,741	20,339	222.221
380	12,672	9,513	196.920	780	27,125	20,639	222.717
390	13,014	9,771	197.807	790	27,510	20,941	223.207
400	13,356	10,030	198.673	800	27,896	21,245	223.693
410	13,699	10,290	199.521	810	28,284	21,549	224.174
420	14,043	10,551	200.350	820	28,672	21,855	224.651
430	14,388	10,813	201.160	830	29,062	22,162	225.123
440	14,734	11,075	201.955	840	29,454	22,470	225.592
450	15,080	11,339	202.734	850	29,846	22,779	226.057
460	15,428	11,603	203.497	860	30,240	23,090	226.517
470	15,777	11,869	204.247	870	30,635	23,402	226.973
480	16,126	12,135	204.982	880	31,032	23,715	227.426
490	16,477	12,403	205.705	890	31,429	24,029	227.875
500	16,828	12,671	206.413	900	31,828	24,345	228.321
510	17,181	12,940	207.112	910	32,228	24,662	228.763
520	17,534	13,211	207.799	920	32,629	24,980	229.202
530	17,889	13,482	208.475	930	33,032	25,300	229.637
540	18,245	13,755	209.139	940	33,436	25,621	230.070
550	18,601	14,028	209.795	950	33,841	25,943	230.499
560	18,959	14,303	210.440	960	34,247	26,265	230.924
570	19,318	14,579	211.075	970	34,653	26,588	231.347
580	19,678	14,856	211.702	980	35,061	26,913	231.767
590	20,039	15,134	212.320	990	35,472	27,240	232.184

Tabla A-23

Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O (*conclusión*)

T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$
K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K	K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K
1000	35,882	27,568	232.597	1760	70,535	55,902	258.151
1020	36,709	28,228	233.415	1780	71,523	56,723	258.708
1040	37,542	28,895	234.223	1800	72,513	57,547	259.262
1060	38,380	29,567	235.020	1820	73,507	58,375	259.811
1080	39,223	30,243	235.806	1840	74,506	59,207	260.357
1100	40,071	30,925	236.584	1860	75,506	60,042	260.898
1120	40,923	31,611	237.352	1880	76,511	60,880	261.436
1140	41,780	32,301	238.110	1900	77,517	61,720	261.969
1160	42,642	32,997	238.859	1920	78,527	62,564	262.497
1180	43,509	33,698	239.600	1940	79,540	63,411	263.022
1200	44,380	34,403	240.333	1960	80,555	64,259	263.542
1220	45,256	35,112	241.057	1980	81,573	65,111	264.059
1240	46,137	35,827	241.773	2000	82,593	65,965	264.571
1260	47,022	36,546	242.482	2050	85,156	68,111	265.838
1280	47,912	37,270	243.183	2100	87,735	70,275	267.081
1300	48,807	38,000	243.877	2150	90,330	72,454	268.301
1320	49,707	38,732	244.564	2200	92,940	74,649	269.500
1340	50,612	39,470	245.243	2250	95,562	76,855	270.679
1360	51,521	40,213	245.915	2300	98,199	79,076	271.839
1380	52,434	40,960	246.582	2350	100,846	81,308	272.978
1400	53,351	41,711	247.241	2400	103,508	83,553	274.098
1420	54,273	42,466	247.895	2450	106,183	85,811	275.201
1440	55,198	43,226	248.543	2500	108,868	88,082	276.286
1460	56,128	43,989	249.185	2550	111,565	90,364	277.354
1480	57,062	44,756	249.820	2600	114,273	92,656	278.407
1500	57,999	45,528	250.450	2650	116,991	94,958	279.441
1520	58,942	46,304	251.074	2700	119,717	97,269	280.462
1540	59,888	47,084	251.693	2750	122,453	99,588	281.464
1560	60,838	47,868	252.305	2800	125,198	101,917	282.453
1580	61,792	48,655	252.912	2850	127,952	104,256	283.429
1600	62,748	49,445	253.513	2900	130,717	106,605	284.390
1620	63,709	50,240	254.111	2950	133,486	108,959	285.338
1640	64,675	51,039	254.703	3000	136,264	111,321	286.273
1660	65,643	51,841	255.290	3050	139,051	113,692	287.194
1680	66,614	52,646	255.873	3100	141,846	116,072	288.102
1700	67,589	53,455	256.450	3150	144,648	118,458	288.999
1720	68,567	54,267	257.022	3200	147,457	120,851	289.884
1740	69,550	55,083	257.589	3250	150,272	123,250	290.756

Tabla A-24

Propiedades de gas ideal del oxígeno monoatómico, O

T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$
K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K	K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K
0	0	0	0	2400	50,894	30,940	204.932
298	6,852	4,373	160.944	2450	51,936	31,566	205.362
300	6,892	4,398	161.079	2500	52,979	32,193	205.783
500	11,197	7,040	172.088	2550	54,021	32,820	206.196
1000	21,713	13,398	186.678	2600	55,064	33,447	206.601
1500	32,150	19,679	195.143	2650	56,108	34,075	206.999
1600	34,234	20,931	196.488	2700	57,152	34,703	207.389
1700	36,317	22,183	197.751	2750	58,196	35,332	207.772
1800	38,400	23,434	198.941	2800	59,241	35,961	208.148
1900	40,482	24,685	200.067	2850	60,286	36,590	208.518
2000	42,564	25,935	201.135	2900	61,332	37,220	208.882
2050	43,605	26,560	201.649	2950	62,378	37,851	209.240
2100	44,646	27,186	202.151	3000	63,425	38,482	209.592
2150	45,687	27,811	202.641	3100	65,520	39,746	210.279
2200	46,728	28,436	203.119	3200	67,619	41,013	210.945
2250	47,769	29,062	203.588	3300	69,720	42,283	211.592
2300	48,811	29,688	204.045	3400	71,824	43,556	212.220
2350	49,852	30,314	204.493	3500	73,932	44,832	212.831

Tabla A-25

Propiedades de gas ideal del hidroxilo, OH

T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$
K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K	K	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol · K
0	0	0	0	2400	77,015	57,061	248.628
298	9,188	6,709	183.594	2450	78,801	58,431	249.364
300	9,244	6,749	183.779	2500	80,592	59,806	250.088
500	15,181	11,024	198.955	2550	82,388	61,186	250.799
1000	30,123	21,809	219.624	2600	84,189	62,572	251.499
1500	46,046	33,575	232.506	2650	85,995	63,962	252.187
1600	49,358	36,055	234.642	2700	87,806	65,358	252.864
1700	52,706	38,571	236.672	2750	89,622	66,757	253.530
1800	56,089	41,123	238.606	2800	91,442	68,162	254.186
1900	59,505	43,708	240.453	2850	93,266	69,570	254.832
2000	62,952	46,323	242.221	2900	95,095	70,983	255.468
2050	64,687	47,642	243.077	2950	96,927	72,400	256.094
2100	66,428	48,968	243.917	3000	98,763	73,820	256.712
2150	68,177	50,301	244.740	3100	102,447	76,673	257.919
2200	69,932	51,641	245.547	3200	106,145	79,539	259.093
2250	71,694	52,987	246.338	3300	109,855	82,418	260.235
2300	73,462	54,339	247.116	3400	113,578	85,309	261.347
2350	75,236	55,697	247.879	3500	117,312	88,212	262.429

Tabla A-26

Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 25 °C, 1 atm

Sustancia	Fórmula	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{g}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
Acetileno	$C_2H_2(g)$	+226,730	+209,170	200.85
Agua	$H_2O(\ell)$	−285,830	−237,180	69.92
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(g)$	−235,310	−168,570	282.59
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(\ell)$	−277,690	−174,890	160.70
Alcohol metílico	$CH_3OH(g)$	−200,670	−162,000	239.70
Alcohol metílico	$CH_3OH(\ell)$	−238,660	−166,360	126.80
Amoniaco	$NH_3(g)$	−46,190	−16,590	192.33
Benceno	$C_6H_6(g)$	+82,930	+129,660	269.20
n-butano	$C_4H_{10}(g)$	−126,150	−15,710	310.12
Carbón	$C(s)$	0	0	5.74
Dióxido de carbono	$CO_2(g)$	−393,520	−394,360	213.80
n-dodecano	$C_{12}H_{26}(g)$	−291,010	+50,150	622.83
Etano	$C_2H_6(g)$	−84,680	−32,890	229.49
Etileno	$C_2H_4(g)$	+52,280	+68,120	219.83
Hidrógeno	$H_2(g)$	0	0	130.68
Hidrógeno	$H(g)$	+218,000	+203,290	114.72
Hidroxilo	$OH(g)$	+39,460	+34,280	183.70
Metano	$CH_4(g)$	−74,850	−50,790	186.16
Monóxido de carbono	$CO(g)$	−110,530	−137,150	197.65
Nitrógeno	$N_2(g)$	0	0	191.61
Nitrógeno	$N(g)$	+472,650	+455,510	153.30
n-octano	$C_8H_{18}(g)$	−208,450	+16,530	466.73
n-octano	$C_8H_{18}(\ell)$	−249,950	+6,610	360.79
Oxígeno	$O_2(g)$	0	0	205.04
Oxígeno	$O(g)$	+249,190	+231,770	161.06
Peróxido de hidrógeno	$H_2O_2(g)$	−136,310	−105,600	232.63
Propano	$C_3H_8(g)$	−103,850	−23,490	269.91
Propileno	$C_3H_6(g)$	+20,410	+62,720	266.94
Vapor de agua	$H_2O(g)$	−241,820	−228,590	188.83

Fuente: De JANAF, *Thermochemical Tables*, Midland, MI, Dow Chemical Co., 1971, *Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties*, NBS Technical Note 270-3, 1968; y *API Research Project 44*, Carnegie Press, 1953.

Tabla A-27

Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes

Combustible (fase)	Fórmula	Masa molar, kg/kmol	Densidad,[1] kg/L	Entalpía de vaporización,[2] kJ/kg	Calor específico,[1] c_p kJ/kg · K	Poder calorífico superior,[3] kJ/kg	Poder calorífico inferior,[3] kJ/kg
Acetileno (*g*)	C_2H_2	26.038	—	—	1.69	49,970	48,280
Benceno (ℓ)	C_6H_6	78.114	0.877	433	1.72	41,800	40,100
Butano (ℓ)	C_4H_{10}	58.123	0.579	362	2.42	49,150	45,370
Carbono (*s*)	C	12.011	2	—	0.708	32,800	32,800
Decano (ℓ)	$C_{10}H_{22}$	142.285	0.730	361	2.21	47,640	44,240
Diesel ligero (ℓ)	$C_nH_{1.8n}$	170	0.78–0.84	270	2.2	46,100	43,200
Diesel pesado (ℓ)	$C_nH_{1.7n}$	200	0.82–0.88	230	1.9	45,500	42,800
Etano (*g*)	C_2H_6	30.070	—	172	1.75	51,900	47,520
Etanol (ℓ)	C_2H_6O	46.069	0.790	919	2.44	29,670	26,810
Gas natural (*g*)	$C_nH_{3.8n}N_{0.1n}$	18	—	—	2	50,000	45,000
Gasolina (ℓ)	$C_nH_{1.87n}$	100–110	0.72–0.78	350	2.4	47,300	44,000
Heptano (ℓ)	C_7H_{16}	100.204	0.684	365	2.24	48,100	44,600
Hexano (ℓ)	C_6H_{12}	84.161	0.673	392	1.84	47,500	44,400
Hexeno (ℓ)	C_6H_{14}	86.177	0.660	366	2.27	48,310	44,740
Hidrógeno (*g*)	H_2	2.016	—	—	14.4	141,800	120,000
Isopentano (ℓ)	C_5H_{12}	72.150	0.626	—	2.32	48,570	44,910
Metano (*g*)	CH_4	16.043	—	509	2.20	55,530	50,050
Metanol (ℓ)	CH_4O	32.042	0.790	1168	2.53	22,660	19,920
Monóx. de carbono (*g*)	CO	28.013	—	—	1.05	10,100	10,100
Octano (ℓ)	C_8H_{18}	114.231	0.703	363	2.23	47,890	44,430
1-Penteno (ℓ)	C_5H_{10}	70.134	0.641	363	2.20	47,760	44,630
Propano (ℓ)	C_3H_8	44.097	0.500	335	2.77	50,330	46,340
Tolueno (ℓ)	C_7H_8	92.141	0.867	412	1.71	42,400	40,500

[1] A 1 atm y 20 °C.

[2] A 25 °C para combustibles líquidos, y 1 atm y temperatura normal de ebullición para combustibles gaseosos.

[3] A 25 °C. Multiplique por la masa molar para obtener los valores caloríficos en kJ/kmol.

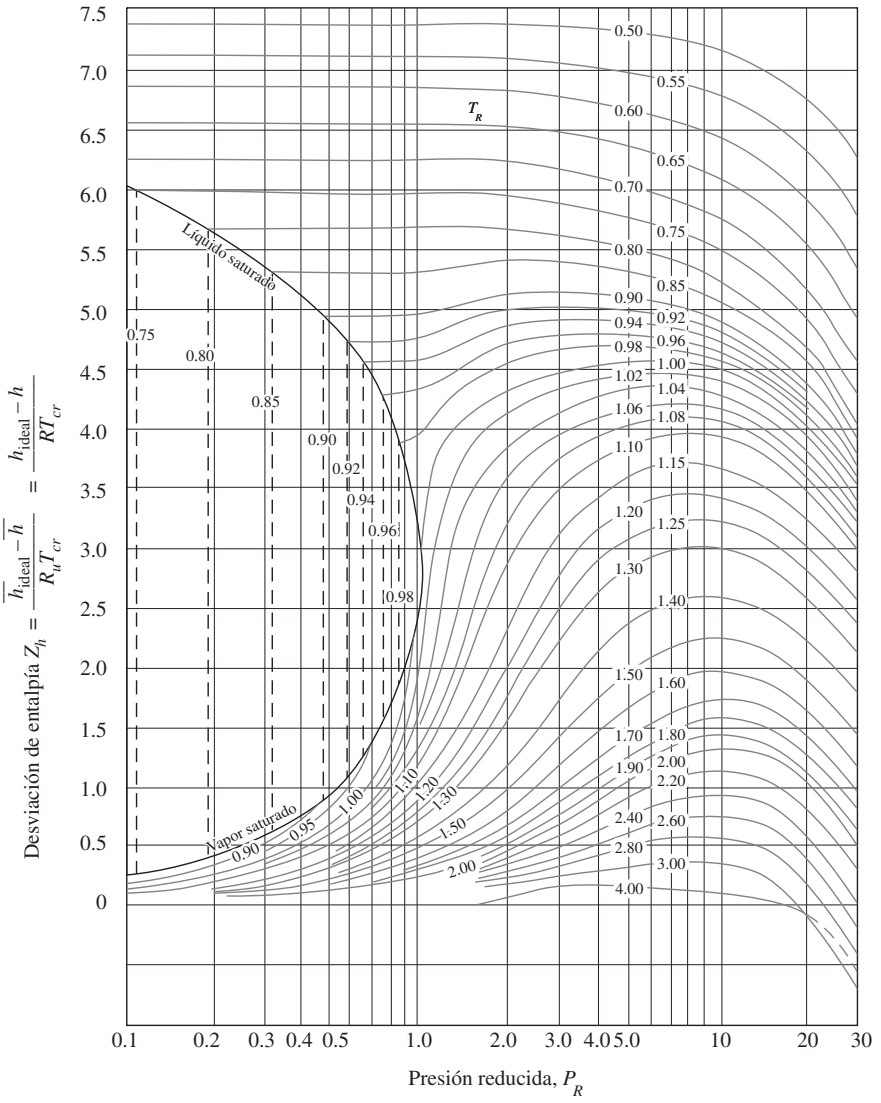
Tabla A-28

Logaritmos naturales de la constante de equilibrio K_p

La constante de equilibrio K_p para la reacción $\nu_A A + \nu_B B \rightleftharpoons \nu_C C + \nu_D D$ se define como $K_p \equiv \dfrac{P_C^{\nu_C} P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A} P_B^{\nu_B}}$

Temp., K	$H_2 \rightleftharpoons 2H$	$O_2 \rightleftharpoons 2O$	$N_2 \rightleftharpoons 2N$	$H_2O \rightleftharpoons H_2 + {}^1/_2O_2$	$H_2O \rightleftharpoons {}^1/_2H_2 + OH$	$CO_2 \rightleftharpoons CO + {}^1/_2O_2$	${}^1/_2N_2 + {}^1/_2O_2 \rightleftharpoons NO$
298	−164.005	−186.975	−367.480	−92.208	−106.208	−103.762	−35.052
500	−92.827	−105.630	−213.372	−52.691	−60.281	−57.616	−20.295
1000	−39.803	−45.150	−99.127	−23.163	−26.034	−23.529	−9.388
1200	−30.874	−35.005	−80.011	−18.182	−20.283	−17.871	−7.569
1400	−24.463	−27.742	−66.329	−14.609	−16.099	−13.842	−6.270
1600	−19.637	−22.285	−56.055	−11.921	−13.066	−10.830	−5.294
1800	−15.866	−18.030	−48.051	−9.826	−10.657	−8.497	−4.536
2000	−12.840	−14.622	−41.645	−8.145	−8.728	−6.635	−3.931
2200	−10.353	−11.827	−36.391	−6.768	−7.148	−5.120	−3.433
2400	−8.276	−9.497	−32.011	−5.619	−5.832	−3.860	−3.019
2600	−6.517	−7.521	−28.304	−4.648	−4.719	−2.801	−2.671
2800	−5.002	−5.826	−25.117	−3.812	−3.763	−1.894	−2.372
3000	−3.685	−4.357	−22.359	−3.086	−2.937	−1.111	−2.114
3200	−2.534	−3.072	−19.937	−2.451	−2.212	−0.429	−1.888
3400	−1.516	−1.935	−17.800	−1.891	−1.576	0.169	−1.690
3600	−0.609	−0.926	−15.898	−1.392	−1.088	0.701	−1.513
3800	0.202	−0.019	−14.199	−0.945	−0.501	1.176	−1.356
4000	0.934	0.796	−12.660	−0.542	−0.044	1.599	−1.216
4500	2.486	2.513	−9.414	0.312	0.920	2.490	−0.921
5000	3.725	3.895	−6.807	0.996	1.689	3.197	−0.686
5500	4.743	5.023	−4.666	1.560	2.318	3.771	−0.497
6000	5.590	5.963	−2.865	2.032	2.843	4.245	−0.341

Fuente: Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodyamics*, versión inglés/SI, 3a. ed., Nueva York, John Wiley & Sons, 1986, p. 723, Tabla A-14. Con base en información termodinámica proporcionada en JANAF, *Thermochemical Tables*, Midland, MI, Termal Research Laboratory, The Dow Chemical Company, 1971.



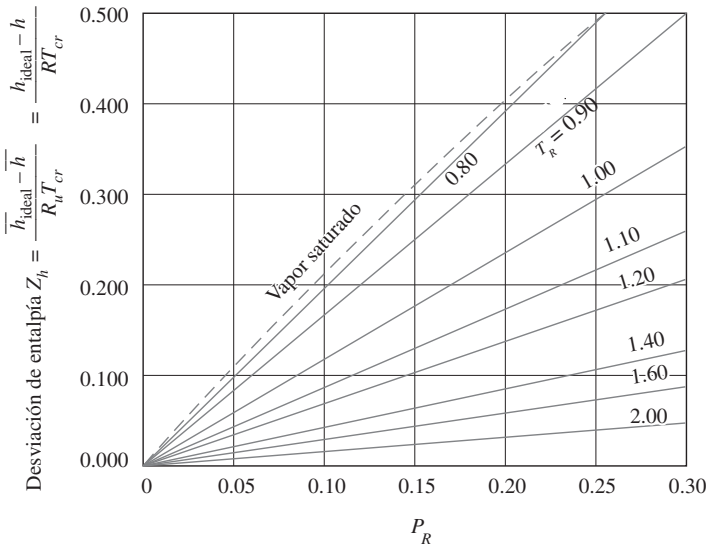


Figura A-29

Carta generalizada de desviación de entalpía.

Fuente: Redrawn from Gordon van Wylen and Richard Sontag, Fundamentals of Classical Thermodynamics *(versión SI), 2a. ed. Wiley, Nueva York, 1976.*

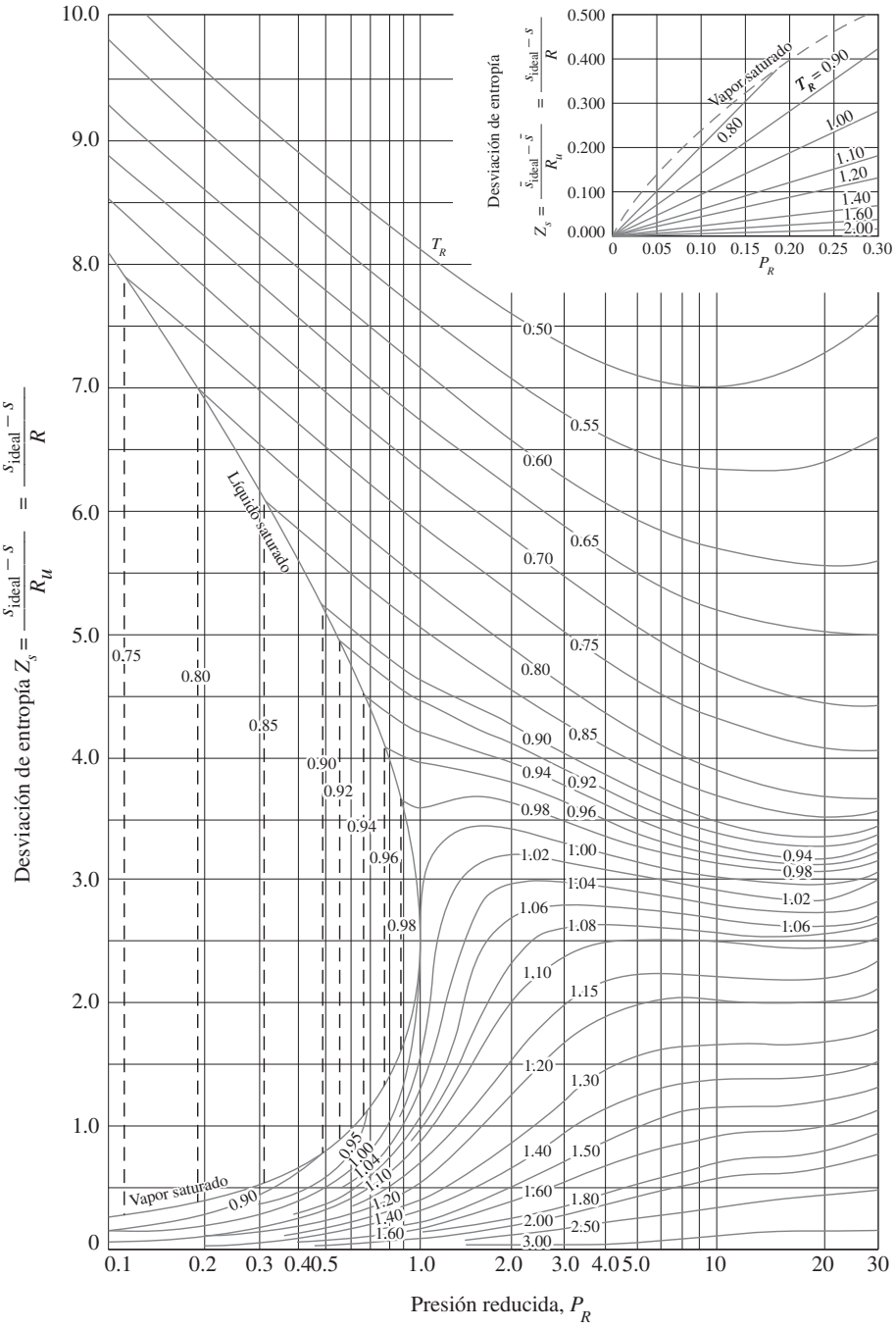
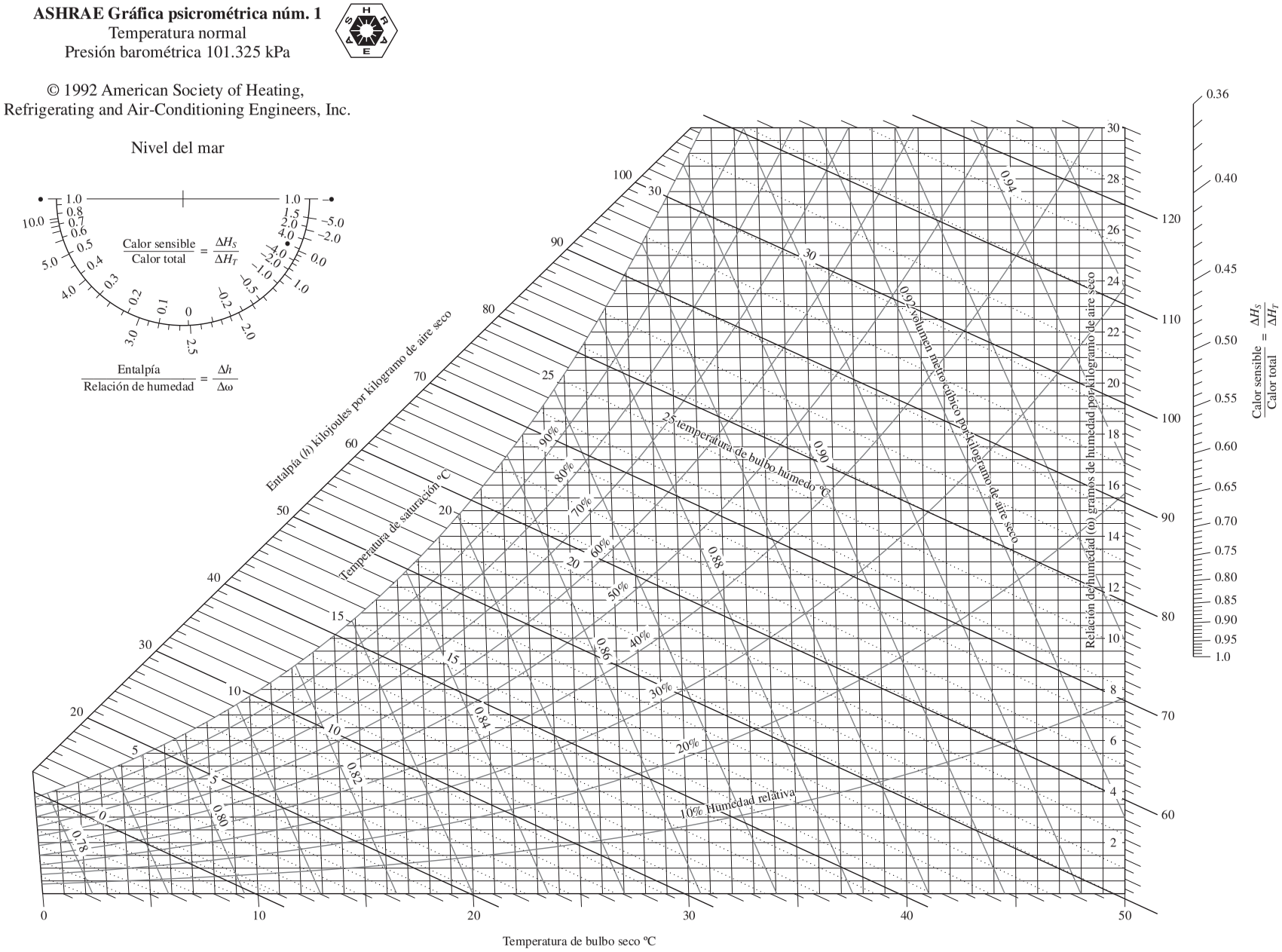


Figura A-30

Carta generalizada de desviación de entropía.

Fuente: Redrawn from Gordon van Wylen and Richard Sontag, Fundamentals of Classical Thermodynamics *(versión SI), 2a. ed. Wiley, Nueva York, 1976.*



Preparado por el Centro de Estudios Aplicados de Termodinámica, Universidad de Idaho.

Figura A-31

Carta psicrométrica a 1 atm de presión total.

Reproducida con permiso de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia; usada con permiso.

$$\mathrm{Ma}^* = \mathrm{Ma}\sqrt{\frac{k+1}{2+(k-1)\mathrm{Ma}^2}}$$

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{\mathrm{Ma}}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)\left(1+\frac{k-1}{2}\mathrm{Ma}^2\right)\right]^{0.5(k+1)/(k-1)}$$

$$\frac{P}{P_0} = \left(1+\frac{k-1}{2}\mathrm{Ma}^2\right)^{-k/(k-1)}$$

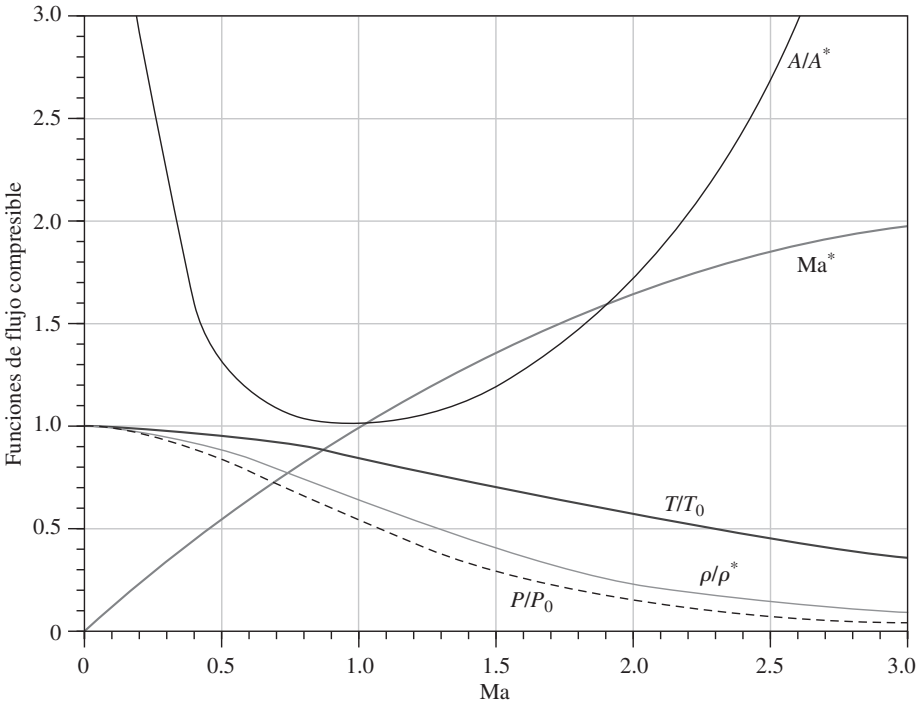
$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(1+\frac{k-1}{2}\mathrm{Ma}^2\right)^{-1/(k-1)}$$

$$\frac{T}{T_0} = \left(1+\frac{k-1}{2}\mathrm{Ma}^2\right)^{-1}$$

Tabla A-32

Funciones de flujo compresible unidimensional e isentrópico de un gas ideal con $k = 1.4$

Ma	Ma*	A/A^*	P/P_0	ρ/ρ_0	T/T_0
0	0	∞	1.0000	1.0000	1.0000
0.1	0.1094	5.8218	0.9930	0.9950	0.9980
0.2	0.2182	2.9635	0.9725	0.9803	0.9921
0.3	0.3257	2.0351	0.9395	0.9564	0.9823
0.4	0.4313	1.5901	0.8956	0.9243	0.9690
0.5	0.5345	1.3398	0.8430	0.8852	0.9524
0.6	0.6348	1.1882	0.7840	0.8405	0.9328
0.7	0.7318	1.0944	0.7209	0.7916	0.9107
0.8	0.8251	1.0382	0.6560	0.7400	0.8865
0.9	0.9146	1.0089	0.5913	0.6870	0.8606
1.0	1.0000	1.0000	0.5283	0.6339	0.8333
1.2	1.1583	1.0304	0.4124	0.5311	0.7764
1.4	1.2999	1.1149	0.3142	0.4374	0.7184
1.6	1.4254	1.2502	0.2353	0.3557	0.6614
1.8	1.5360	1.4390	0.1740	0.2868	0.6068
2.0	1.6330	1.6875	0.1278	0.2300	0.5556
2.2	1.7179	2.0050	0.0935	0.1841	0.5081
2.4	1.7922	2.4031	0.0684	0.1472	0.4647
2.6	1.8571	2.8960	0.0501	0.1179	0.4252
2.8	1.9140	3.5001	0.0368	0.0946	0.3894
3.0	1.9640	4.2346	0.0272	0.0760	0.3571
5.0	2.2361	25.000	0.0019	0.0113	0.1667
∝	2.2495	∝	0	0	0



$$T_{01} = T_{02}$$

$$\mathrm{Ma}_2 = \sqrt{\frac{(k-1)\mathrm{Ma}_1^2 + 2}{2k\mathrm{Ma}_1^2 - k + 1}}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1 + k\mathrm{Ma}_1^2}{1 + k\mathrm{Ma}_2^2} = \frac{2k\mathrm{Ma}_1^2 - k + 1}{k + 1}$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{P_2/P_1}{T_2/T_1} = \frac{(k+1)\mathrm{Ma}_1^2}{2 + (k-1)\mathrm{Ma}_1^2} = \frac{V_1}{V_2}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{2 + \mathrm{Ma}_1^2(k-1)}{2 + \mathrm{Ma}_2^2(k-1)}$$

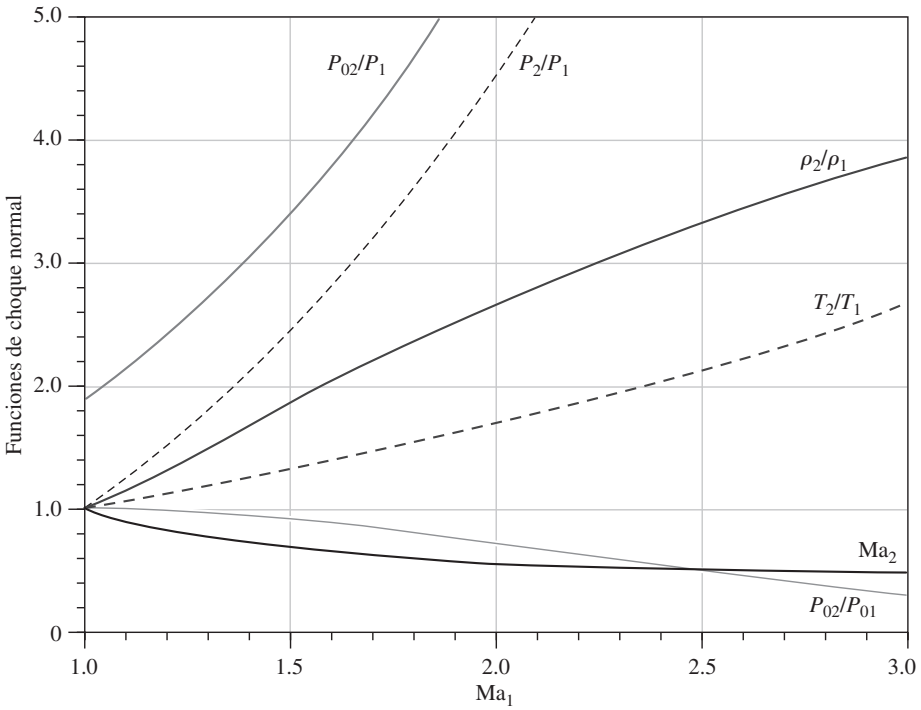
$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \frac{\mathrm{Ma}_1}{\mathrm{Ma}_2}\left[\frac{1 + \mathrm{Ma}_2^2(k-1)/2}{1 + \mathrm{Ma}_1^2(k-1)/2}\right]^{(k+1)/[2(k-1)]}$$

$$\frac{P_{02}}{P_1} = \frac{(1 + k\mathrm{Ma}_1^2)[1 + \mathrm{Ma}_2^2(k-1)/2]^{k/(k-1)}}{1 + k\mathrm{Ma}_2^2}$$

Tabla A-33

Funciones de choque normal unidimensional de un gas ideal con $k = 1.4$

Ma_1	Ma_2	P_2/P_1	ρ_2/ρ_1	T_2/T_1	P_{02}/P_{01}	P_{02}/P_1
1.0	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.8929
1.1	0.9118	1.2450	1.1691	1.0649	0.9989	2.1328
1.2	0.8422	1.5133	1.3416	1.1280	0.9928	2.4075
1.3	0.7860	1.8050	1.5157	1.1909	0.9794	2.7136
1.4	0.7397	2.1200	1.6897	1.2547	0.9582	3.0492
1.5	0.7011	2.4583	1.8621	1.3202	0.9298	3.4133
1.6	0.6684	2.8200	2.0317	1.3880	0.8952	3.8050
1.7	0.6405	3.2050	2.1977	1.4583	0.8557	4.2238
1.8	0.6165	3.6133	2.3592	1.5316	0.8127	4.6695
1.9	0.5956	4.0450	2.5157	1.6079	0.7674	5.1418
2.0	0.5774	4.5000	2.6667	1.6875	0.7209	5.6404
2.1	0.5613	4.9783	2.8119	1.7705	0.6742	6.1654
2.2	0.5471	5.4800	2.9512	1.8569	0.6281	6.7165
2.3	0.5344	6.0050	3.0845	1.9468	0.5833	7.2937
2.4	0.5231	6.5533	3.2119	2.0403	0.5401	7.8969
2.5	0.5130	7.1250	3.3333	2.1375	0.4990	8.5261
2.6	0.5039	7.7200	3.4490	2.2383	0.4601	9.1813
2.7	0.4956	8.3383	3.5590	2.3429	0.4236	9.8624
2.8	0.4882	8.9800	3.6636	2.4512	0.3895	10.5694
2.9	0.4814	9.6450	3.7629	2.5632	0.3577	11.3022
3.0	0.4752	10.3333	3.8571	2.6790	0.3283	12.0610
4.0	0.4350	18.5000	4.5714	4.0469	0.1388	21.0681
5.0	0.4152	29.000	5.0000	5.8000	0.0617	32.6335
∞	0.3780	∞	6.0000	∞	0	∞



$$\frac{T_0}{T_0^*} = \frac{(k+1)\text{Ma}^2[2+(k-1)\text{Ma}^2]}{(1+k\text{Ma}^2)^2}$$

$$\frac{P_0}{P_0^*} = \frac{k+1}{1+k\text{Ma}^2}\left(\frac{2+(k-1)\text{Ma}^2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}$$

$$\frac{T}{T^*} = \left(\frac{\text{Ma}(1+k)}{1+k\text{Ma}^2}\right)^2$$

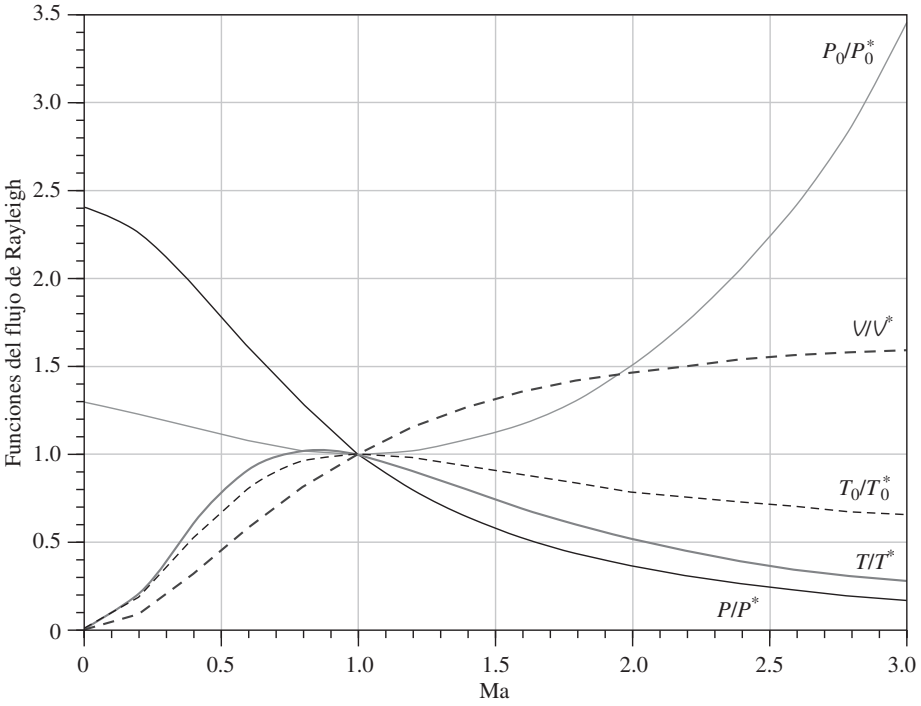
$$\frac{P}{P^*} = \frac{1+k}{1+k\text{Ma}^2}$$

$$\frac{V}{V^*} = \frac{\rho^*}{\rho} = \frac{(1+k)\text{Ma}^2}{1+k\text{Ma}^2}$$

Tabla A-34

Funciones del flujo de Rayleigh para un gas ideal con $k = 1.4$

Ma	T_0/T_0^*	P_0/P_0^*	T/T^*	P/P^*	V/V^*
0.0	0.0000	1.2679	0.0000	2.4000	0.0000
0.1	0.0468	1.2591	0.0560	2.3669	0.0237
0.2	0.1736	1.2346	0.2066	2.2727	0.0909
0.3	0.3469	1.1985	0.4089	2.1314	0.1918
0.4	0.5290	1.1566	0.6151	1.9608	0.3137
0.5	0.6914	1.1141	0.7901	1.7778	0.4444
0.6	0.8189	1.0753	0.9167	1.5957	0.5745
0.7	0.9085	1.0431	0.9929	1.4235	0.6975
0.8	0.9639	1.0193	1.0255	1.2658	0.8101
0.9	0.9921	1.0049	1.0245	1.1246	0.9110
1.0	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
1.2	0.9787	1.0194	0.9118	0.7958	1.1459
1.4	0.9343	1.0777	0.8054	0.6410	1.2564
1.6	0.8842	1.1756	0.7017	0.5236	1.3403
1.8	0.8363	1.3159	0.6089	0.4335	1.4046
2.0	0.7934	1.5031	0.5289	0.3636	1.4545
2.2	0.7561	1.7434	0.4611	0.3086	1.4938
2.4	0.7242	2.0451	0.4038	0.2648	1.5252
2.6	0.6970	2.4177	0.3556	0.2294	1.5505
2.8	0.6738	2.8731	0.3149	0.2004	1.5711
3.0	0.6540	3.4245	0.2803	0.1765	1.5882



APÉNDICE

2

Tablas de propiedades, figuras y diagramas (unidades inglesas)

Tabla A-1E Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico

Tabla A-2E Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes

Tabla A-3E Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes

Tabla A-4E Agua saturada. Tabla de temperaturas

Tabla A-5E Agua saturada. Tabla de presiones

Tabla A-6E Vapor de agua sobrecalentado

Tabla A-7E Agua líquida comprimida

Tabla A-8E Hielo saturado. Vapor de agua

Figura A-9E Diagrama *T-s* para el agua

Figura A-10E Diagrama de Mollier para el agua

Tabla A-11E Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura

Tabla A-12E Refrigerante 134a saturado. Tabla de presión

Tabla A-13E Refrigerante 134a sobrecalentado

Figura A-14E Diagrama *P-h* para refrigerante 134a

Tabla A-16E Propiedades de la atmósfera a gran altitud

Tabla A-17E Propiedades de gas ideal del aire

Tabla A-18E Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2

Tabla A-19E Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2

Tabla A-20E Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2

Tabla A-21E Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO

Tabla A-22E Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2

Tabla A-23E Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O

Tabla A-26E Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 77 °C, 1 atm

Tabla A-27E Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes

Figura A-31E Gráfica psicrométrica a 1 atm de presión total

Tabla A-1E

Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico

			Constante de gas, R		*Propiedades del punto crítico*		
Sustancia	Fórmula	Masa molar, *M* lbm/lbmol	Btu/ lbm · R*	psia · pie^3/ lbm · R*	Temperatura, R	Presión, psia	Volumen, pie^3/lbmol
Agua	H_2O	18.015	0.1102	0.5956	1164.8	3200	0.90
Aire	—	28.97	0.06855	0.3704	238.5	547	1.41
Alcohol etílico	C_2H_5OH	46.07	0.04311	0.2329	929.0	926	2.68
Alcohol metílico	CH_3OH	32.042	0.06198	0.3349	923.7	1154	1.89
Amoniaco	NH_3	17.03	0.1166	0.6301	729.8	1636	1.16
Argón	Ar	39.948	0.04971	0.2686	272	705	1.20
Benceno	C_6H_6	78.115	0.02542	0.1374	1012	714	4.17
Bromo	Br_2	159.808	0.01243	0.06714	1052	1500	2.17
n-Butano	C_4H_{10}	58.124	0.03417	0.1846	765.2	551	4.08
Cloro	Cl_2	70.906	0.02801	0.1517	751	1120	1.99
Cloroformo	$CHCl_3$	119.38	0.01664	0.08988	965.8	794	3.85
Cloruro metílico	CH_3Cl	50.488	0.03934	0.2125	749.3	968	2.29
Criptón	Kr	83.80	0.02370	0.1280	376.9	798	1.48
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl_2F_2	120.91	0.01643	0.08874	692.4	582	3.49
Diclorofluorometano (R-21)	$CHCl_2F$	102.92	0.01930	0.1043	813.0	749	3.16
Dióxido de carbono	CO_2	44.01	0.04513	0.2438	547.5	1071	1.51
Dióxido de sulfuro	SO_2	64.063	0.03100	1.1675	775.2	1143	1.95
Etano	C_2H_6	30.020	0.06616	0.3574	549.8	708	2.37
Etileno	C_2H_4	28.054	0.07079	0.3825	508.3	742	1.99
Helio	He	4.003	0.4961	2.6809	9.5	33.2	0.926
n-Hexano	C_6H_{14}	86.178	0.02305	0.1245	914.2	439	5.89
Hidrógeno (normal)	H_2	2.016	0.9851	5.3224	59.9	188.1	1.04
Metano	CH_4	16.043	0.1238	0.6688	343.9	673	1.59
Monóxido de carbono	CO	28.011	0.07090	0.3831	240	507	1.49
Neón	Ne	20.183	0.09840	0.5316	80.1	395	0.668
Nitrógeno	N_2	28.013	0.07090	0.3830	227.1	492	1.44
Óxido nitroso	N_2O	44.013	0.04512	0.2438	557.4	1054	1.54
Oxígeno	O_2	31.999	0.06206	0.3353	278.6	736	1.25
Propano	C_3H_8	44.097	0.04504	0.2433	665.9	617	3.20
Propileno	C_3H_6	42.081	0.04719	0.2550	656.9	670	2.90
Tetracloruro de carbono	CCl_4	153.82	0.01291	0.06976	1001.5	661	4.42
Tetrafluoroetano (R-134a)	CF_3CH_2F	102.03	0.01946	0.1052	673.6	588.7	3.19
Triclorofluorometano (R-11)	CCl_3F	137.37	0.01446	0.07811	848.1	635	3.97
Xenón	Xe	131.30	0.01513	0.08172	521.55	852	1.90

*Calculada de $R = R_u/M$, donde R_u = 1.98588 Btu/lbmol · R = 10.7316 psia · pie^3/lbmol · R y M es la masa molar.

Fuente: K. A. Kobe y R. E. Lynn, Jr., *Chemical Review 52,* 1953, pp. 117-236; y ASHRAE (Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire), *Handbook of Fundamentals*, Atlanta, Georgia, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993, pp. 16.4 y 36.1.

Tabla A-2E

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes
a) A 80 °F

Gas	Fórmula	Constante de gas, R Btu/lbm · R	c_p Btu/lbm · R	c_v Btu/lbm · R	k
Aire	—	0.06855	0.240	0.171	1.400
Argón	Ar	0.04971	0.1253	0.0756	1.667
Butano	C_4H_{10}	0.03424	0.415	0.381	1.09
Dióxido de carbono	CO_2	0.04513	0.203	0.158	1.285
Etano	C_2H_6	0.06616	0.427	0.361	1.183
Etileno	C_2H_4	0.07079	0.411	0.340	1.208
Helio	He	0.4961	1.25	0.753	1.667
Hidrógeno	H_2	0.9851	3.43	2.44	1.404
Metano	CH_4	0.1238	0.532	0.403	1.32
Monóxido de carbono	CO	0.07090	0.249	0.178	1.399
Neón	Ne	0.09840	0.246	0.1477	1.667
Nitrógeno	N_2	0.07090	0.248	0.177	1.400
Octano	C_8H_{18}	0.01742	0.409	0.392	1.044
Oxígeno	O_2	0.06206	0.219	0.157	1.395
Propano	C_3H_8	0.04504	0.407	0.362	1.124
Vapor	H_2O	0.1102	0.445	0.335	1.329

Fuente: Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics,* versión inglés/SI, 3a. ed., Nueva York, John Wiley & Sons, 1986, p. 687, Tabla A.8E.

Tabla A-2E

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes (*continuación*)
b) A diversas temperaturas

Temp., °F	c_p Btu/lbm · R	c_v Btu/lbm · R	k	c_p Btu/lbm · R	c_v Btu/lbm · R	k	c_p Btu/lbm · R	c_v Btu/lbm · R	k
	Aire			*Dióxido de carbono, CO_2*			*Monóxido de carbono, CO*		
40	0.240	0.171	1.401	0.195	0.150	1.300	0.248	0.177	1.400
100	0.240	0.172	1.400	0.205	0.160	1.283	0.249	0.178	1.399
200	0.241	0.173	1.397	0.217	0.172	1.262	0.249	0.179	1.397
300	0.243	0.174	1.394	0.229	0.184	1.246	0.251	0.180	1.394
400	0.245	0.176	1.389	0.239	0.193	1.233	0.253	0.182	1.389
500	0.248	0.179	1.383	0.247	0.202	1.223	0.256	0.185	1.384
600	0.250	0.182	1.377	0.255	0.210	1.215	0.259	0.188	1.377
700	0.254	0.185	1.371	0.262	0.217	1.208	0.262	0.191	1.371
800	0.257	0.188	1.365	0.269	0.224	1.202	0.266	0.195	1.364
900	0.259	0.191	1.358	0.275	0.230	1.197	0.269	0.198	1.357
1000	0.263	0.195	1.353	0.280	0.235	1.192	0.273	0.202	1.351
1500	0.276	0.208	1.330	0.298	0.253	1.178	0.287	0.216	1.328
2000	0.286	0.217	1.312	0.312	0.267	1.169	0.297	0.226	1.314
	Hidrógeno, H_2			*Nitrógeno, N_2*			*Oxígeno, O_2*		
40	3.397	2.412	1.409	0.248	0.177	1.400	0.219	0.156	1.397
100	3.426	2.441	1.404	0.248	0.178	1.399	0.220	0.158	1.394
200	3.451	2.466	1.399	0.249	0.178	1.398	0.223	0.161	1.387
300	3.461	2.476	1.398	0.250	0.179	1.396	0.226	0.164	1.378
400	3.466	2.480	1.397	0.251	0.180	1.393	0.230	0.168	1.368
500	3.469	2.484	1.397	0.254	0.183	1.388	0.235	0.173	1.360
600	3.473	2.488	1.396	0.256	0.185	1.383	0.239	0.177	1.352
700	3.477	2.492	1.395	0.260	0.189	1.377	0.242	0.181	1.344
800	3.494	2.509	1.393	0.262	0.191	1.371	0.246	0.184	1.337
900	3.502	2.519	1.392	0.265	0.194	1.364	0.249	0.187	1.331
1000	3.513	2.528	1.390	0.269	0.198	1.359	0.252	0.190	1.326
1500	3.618	2.633	1.374	0.283	0.212	1.334	0.263	0.201	1.309
2000	3.758	2.773	1.355	0.293	0.222	1.319	0.270	0.208	1.298

Nota: La unidad Btu/lbm · R es equivalente a Btu/lbm · °F.

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 1983, p. 830, Tabla A.4. Publicada originalmente en *Tables of Thermal Properties of Gases*, NBS Circular 564, 1955.

Tabla A-2E

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes (*conclusión*)
c) Como una función de la temperatura

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$

(T en R, c_p en Btu/lbmol · R)

Sustancia	Fórmula	a	b	c	d	Rango de temp., R	% error Máx.	% error Prom.
Acetileno	C_2H_2	5.21	1.2227×10^{-2}	-0.4812×10^{-5}	0.7457×10^{-9}	491-2700	1.46	0.59
Aire	—	6.713	0.02609×10^{-2}	0.03540×10^{-5}	-0.08052×10^{-9}	491-3240	0.72	0.33
Amoniaco	NH_3	6.5846	0.34028×10^{-2}	0.073034×10^{-5}	-0.27402×10^{-9}	491-2700	0.91	0.36
Azufre	S_2	6.499	0.2943×10^{-2}	-0.1200×10^{-5}	0.1632×10^{-9}	491-3240	0.99	0.38
Benceno	C_6H_6	−8.650	6.4322×10^{-2}	-2.327×10^{-5}	3.179×10^{-9}	491-2700	0.34	0.20
i-Butano	C_4H_{10}	−1.890	5.520×10^{-2}	-1.696×10^{-5}	2.044×10^{-9}	491-2740	0.25	0.13
n-Butano	C_4H_{10}	0.945	4.929×10^{-2}	-1.352×10^{-5}	1.433×10^{-9}	491-2740	0.54	0.24
Cloruro de hidrógeno	HCl	7.244	-0.1011×10^{-2}	0.09783×10^{-5}	-0.1776×10^{-9}	491-2740	0.22	0.08
Dióxido de azufre	SO_2	6.157	0.7689×10^{-2}	-0.2810×10^{-5}	0.3527×10^{-9}	491-3240	0.45	0.24
Dióxido de carbono	CO_2	5.316	0.79361×10^{-2}	-0.2581×10^{-5}	0.3059×10^{-9}	491-3240	0.67	0.22
Dióxido de nitrógeno	NO_2	5.48	0.7583×10^{-2}	-0.260×10^{-5}	0.322×10^{-9}	491-2700	0.46	0.18
Etano	C_2H_6	1.648	2.291×10^{-2}	-0.4722×10^{-5}	0.2984×10^{-9}	491-2740	0.83	0.28
Etanol	C_2H_6O	4.75	2.781×10^{-2}	-0.7651×10^{-5}	0.821×10^{-9}	491-2700	0.40	0.22
Etileno	C_2H_4	0.944	2.075×10^{-2}	-0.6151×10^{-5}	0.7326×10^{-9}	491-2740	0.54	0.13
n-Hexano	C_6H_{14}	1.657	7.328×10^{-2}	-2.112×10^{-5}	2.363×10^{-9}	491-2740	0.72	0.20
Hidrógeno	H_2	6.952	-0.02542×10^{-2}	0.02952×10^{-5}	-0.03565×10^{-9}	491-3240	1.02	0.26
Metano	CH_4	4.750	0.6666×10^{-2}	0.09352×10^{-5}	-0.4510×10^{-9}	491-2740	1.33	0.57
Metanol	CH_4O	4.55	1.214×10^{-2}	-0.0898×10^{-5}	-0.329×10^{-9}	491-1800	0.18	0.08
Monóxido de carbono	CO	6.726	0.02222×10^{-2}	0.03960×10^{-5}	-0.09100×10^{-9}	491-3240	0.89	0.37
Nitrógeno	N_2	6.903	-0.02085×10^{-2}	0.05957×10^{-5}	-0.1176×10^{-9}	491-3240	0.59	0.34
Óxido nítrico	NO	7.008	-0.01247×10^{-2}	0.07185×10^{-5}	-0.1715×10^{-9}	491-2700	0.97	0.36
Óxido nitroso	N_2O	5.758	0.7780×10^{-2}	-0.2596×10^{-5}	0.4331×10^{-9}	491-2700	0.59	0.26
Oxígeno	O_2	6.085	0.2017×10^{-2}	-0.05275×10^{-5}	0.05372×10^{-9}	491-3240	1.19	0.28
n-Pentano	C_5H_{12}	1.618	6.028×10^{-2}	-1.656×10^{-5}	1.732×10^{-9}	491-2740	0.56	0.21
Propano	C_3H_8	−0.966	4.044×10^{-2}	-1.159×10^{-5}	1.300×10^{-9}	491-2740	0.40	0.12
Propileno	C_3H_6	0.753	3.162×10^{-2}	-0.8981×10^{-5}	1.008×10^{-9}	491-2740	0.73	0.17
Trióxido de azufre	SO_3	3.918	1.935×10^{-2}	-0.8256×10^{-5}	1.328×10^{-9}	491-2340	0.29	0.13
Vapor de agua	H_2O	7.700	0.02552×10^{-2}	0.07781×10^{-5}	-0.1472×10^{-9}	491-3240	0.53	0.24

Fuente: Kyle, B. G., *Chemical and Process Thermodynamics*, 3a. ed. (Prentice Hall, 2000. Upper Saddle River, Nueva Jersey).

Tabla A-3E

Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes

a) Líquidos

	Datos de ebullición a 1 atm		*Datos de congelación*		*Propiedades de líquido*		
Sustancia	Punto normal de ebullición, °F	Calor latente de vaporización, h_{fg} Btu/lbm	Punto de congelación, °F	Calor latente de fusión, h_{if} Btu/lbm	Temperatura, °F	Densidad, ρ lbm/pie^3	Calor específico, c_p Btu/lbm · R
Aceite (ligero)	—	—			77	56.8	0.430
Agua	212	970.1	32	143.5	32	62.4	1.01
					90	62.1	1.00
					150	61.2	1.00
					212	59.8	1.01
Alcohol etílico	173.5	368	−248.8	46.4	68	49.3	0.678
Amoniaco	−27.9	24.54	−107.9	138.6	−27.9	42.6	1.06
					0	41.3	1.083
					40	39.5	1.103
					80	37.5	1.135
Argón	−302.6	69.5	−308.7	12.0	−302.6	87.0	0.272
Benceno	176.4	169.4	41.9	54.2	68	54.9	0.411
n-Butano	31.1	165.6	−217.3	34.5	31.1	37.5	0.552
Dióxido de carbono	−109.2*	99.6 (a 32 °F)	−69.8	—	32	57.8	0.583
Etanol	172.8	360.5	−173.6	46.9	77	48.9	0.588
Etilén glicol	388.6	344.0	12.6	77.9	68	69.2	0.678
Glicerina	355.8	419	66.0	86.3	68	78.7	0.554
Helio	−452.1	9.80	—	—	−452.1	9.13	5.45
Hidrógeno	−423.0	191.7	−434.5	25.6	−423.0	4.41	2.39
Isobutano	10.9	157.8	−255.5	45.5	10.9	37.1	0.545
Mercurio	674.1	126.7	−38.0	4.90	77	847	0.033
Metano	−258.7	219.6	296.0	25.1	−258.7	26.4	0.834
					−160	20.0	1.074
Metanol	148.1	473	−143.9	42.7	77	49.1	0.609
Nitrógeno	−320.4	85.4	−346.0	10.9	−320.4	50.5	0.492
					−260	38.2	0.643
Octano	256.6	131.7	−71.5	77.9	68	43.9	0.502
Oxígeno	−297.3	91.5	−361.8	5.9	−297.3	71.2	0.408
Petróleo	—	99-165			68	40.0	0.478
Propano	−43.7	184.0	−305.8	34.4	−43.7	36.3	0.538
					32	33.0	0.604
					100	29.4	0.673
Salmuera (20% de cloruro de sodio por masa)	219.0	—	0.7	—	68	71.8	0.743
Queroseno	399-559	108	−12.8	—	68	51.2	0.478
Refrigerante 134a	−15.0	93.3	−141.9	—	−40	88.5	0.283
					−15	86.0	0.294
					32	80.9	0.318
					90	73.6	0.348

* Temperatura de sublimación. (A presiones por debajo de la presión de punto triple de 75.1 psia, el dióxido de carbono existe como sólido o como gas. También, la temperatura de punto de congelamiento del dióxido de carbono es la temperatura de punto triple de –69.8 °F.)

Tabla A-3E

Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes (*conclusión*)

b) Sólidos (los valores son para temperatura ambiente, excepto que se indique otra cosa)

Sustancia	Densidad, ρ lbm/pie^3	Calor específico, c_p Btu/lbm · R
Metales		
Acero dulce	489	0.119
Aluminio		
−100 °F		0.192
32 °F		0.212
100 °F	170	0.218
200 °F		0.224
300 °F		0.229
400 °F		0.235
500 °F		0.240
Bronce (76% Cu, 2% Zn, 2% Al)	517	0.0955
Cobre		
−60 °F		0.0862
0 °F		0.0893
100 °F	555	0.0925
200 °F		0.0938
390 °F		0.0963
Hierro	490	0.107
Latón amarillo (65% Cu, 35% Zn)	519	0.0955
Magnesio	108	0.239
Níquel	555	0.105
Plata	655	0.056
Plomo	705	0.030
Tungsteno	1211	0.031
No metales		
Asfalto	132	0.220
Arcilla	62.4	0.220
Arena	94.9	
Caucho (blando)	68.7	
Caucho (duro)	71.8	
Concreto	144	0.156
Diamante	151	0.147
Grafito	156	0.170
Granito	169	0.243
Hielo		
−50 °F		0.424
0 °F		0.471
20 °F		0.491
32 °F	57.5	0.502
Ladrillo común	120	0.189
Ladrillo refractario (500 °C)	144	0.229
Madera contrachapada (abeto Douglas)	34.0	
Maderas duras (maple, encino, etc.)	45.0	
Maderas suaves (abeto, pino, etc.)	32.0	
Mármol	162	0.210
Piedra	93.6	
Piedra caliza	103	0.217
Vidrio para ventanas	169	0.191
Vidrio pirex	139	0.200
Yeso o tabla de yeso	50	0.260

c) Alimentos

Alimentos	Contenido de agua, % (masa)	Punto de congelación, °F	*Calor específico,* Btu/lbm · R: Por encima del punto de congelación	*Calor específico,* Btu/lbm · R: Por debajo del punto de congelación	Calor latente de fusión Btu/lbm
Brócoli	90	31	0.921	0.471	129
Camarón	83	28	0.865	0.450	119
Carne de pollo	74	27	0.793	0.423	106
Carne de res	67	—	0.737	0.402	96
Cerezas	80	29	0.841	0.441	115
Espinaca	93	31	0.945	0.481	134
Fresas	90	31	0.921	0.471	129
Helado	63	22	0.705	0.390	90
Huevo entero	74	31	0.793	0.423	106
Leche entera	88	31	0.905	0.465	126
Lechuga	95	32	0.961	0.487	136
Mantequilla	16	—	—	0.249	23
Manzanas	84	30	0.873	0.453	121
Maíz dulce	74	31	0.793	0.423	106
Naranjas	87	31	0.897	0.462	125
Papas	78	31	0.825	0.435	112
Pavo	64	—	0.713	0.393	92
Plátanos	75	31	0.801	0.426	108
Queso suizo	39	14	0.513	0.318	56
Salmón	64	28	0.713	0.393	92
Sandía	93	31	0.945	0.481	134
Tomates (maduros)	94	31	0.953	0.484	135

Fuente: Los valores han sido obtenidos de varios manuales y otras fuentes, o se han calculado. El contenido de agua y los datos de punto de congelación para alimentos provienen del ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, versión I-P, Atlanta, Georgia, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993, Capítulo 30, Tabla 1. El punto de congelación es la temperatura a la que comienza la congelación para frutas y verduras, así como la temperatura promedio de congelación para otros alimentos.

Tabla A-4E

Agua saturada. Tabla de temperaturas

		Volumen específico, pie³/lbm		*Energía interna,* Btu/lbm			*Entalpía,* Btu/lbm			*Entropía,* Btu/lbm · R		
Temp., T °F	Pres. sat., P_{sat} psia	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
32.018	0.08871	0.01602	3299.9	0.000	1021.0	1021.0	0.000	1075.2	1075.2	0.00000	2.18672	2.1867
35	0.09998	0.01602	2945.7	3.004	1019.0	1022.0	3.004	1073.5	1076.5	0.00609	2.17011	2.1762
40	0.12173	0.01602	2443.6	8.032	1015.6	1023.7	8.032	1070.7	1078.7	0.01620	2.14271	2.1589
45	0.14756	0.01602	2035.8	13.05	1012.2	1025.3	13.05	1067.8	1080.9	0.02620	2.11587	2.1421
50	0.17812	0.01602	1703.1	18.07	1008.9	1026.9	18.07	1065.0	1083.1	0.03609	2.08956	2.1256
55	0.21413	0.01603	1430.4	23.07	1005.5	1028.6	23.07	1062.2	1085.3	0.04586	2.06377	2.1096
60	0.25638	0.01604	1206.1	28.08	1002.1	1030.2	28.08	1059.4	1087.4	0.05554	2.03847	2.0940
65	0.30578	0.01604	1020.8	33.08	998.76	1031.8	33.08	1056.5	1089.6	0.06511	2.01366	2.0788
70	0.36334	0.01605	867.18	38.08	995.39	1033.5	38.08	1053.7	1091.8	0.07459	1.98931	2.0639
75	0.43016	0.01606	739.27	43.07	992.02	1035.1	43.07	1050.9	1093.9	0.08398	1.96541	2.0494
80	0.50745	0.01607	632.41	48.06	988.65	1036.7	48.07	1048.0	1096.1	0.09328	1.94196	2.0352
85	0.59659	0.01609	542.80	53.06	985.28	1038.3	53.06	1045.2	1098.3	0.10248	1.91892	2.0214
90	0.69904	0.01610	467.40	58.05	981.90	1040.0	58.05	1042.4	1100.4	0.11161	1.89630	2.0079
95	0.81643	0.01612	403.74	63.04	978.52	1041.6	63.04	1039.5	1102.6	0.12065	1.87408	1.9947
100	0.95052	0.01613	349.83	68.03	975.14	1043.2	68.03	1036.7	1104.7	0.12961	1.85225	1.9819
110	1.2767	0.01617	264.96	78.01	968.36	1046.4	78.02	1031.0	1109.0	0.14728	1.80970	1.9570
120	1.6951	0.01620	202.94	88.00	961.56	1049.6	88.00	1025.2	1113.2	0.16466	1.76856	1.9332
130	2.2260	0.01625	157.09	97.99	954.73	1052.7	97.99	1019.4	1117.4	0.18174	1.72877	1.9105
140	2.8931	0.01629	122.81	107.98	947.87	1055.9	107.99	1013.6	1121.6	0.19855	1.69024	1.8888
150	3.7234	0.01634	96.929	117.98	940.98	1059.0	117.99	1007.8	1125.7	0.21508	1.65291	1.8680
160	4.7474	0.01639	77.185	127.98	934.05	1062.0	128.00	1001.8	1129.8	0.23136	1.61670	1.8481
170	5.9999	0.01645	61.982	138.00	927.08	1065.1	138.02	995.88	1133.9	0.24739	1.58155	1.8289
180	7.5197	0.01651	50.172	148.02	920.06	1068.1	148.04	989.85	1137.9	0.26318	1.54741	1.8106
190	9.3497	0.01657	40.920	158.05	912.99	1071.0	158.08	983.76	1141.8	0.27874	1.51421	1.7930
200	11.538	0.01663	33.613	168.10	905.87	1074.0	168.13	977.60	1145.7	0.29409	1.48191	1.7760
210	14.136	0.01670	27.798	178.15	898.68	1076.8	178.20	971.35	1149.5	0.30922	1.45046	1.7597
212	14.709	0.01671	26.782	180.16	897.24	1077.4	180.21	970.09	1150.3	0.31222	1.44427	1.7565
220	17.201	0.01677	23.136	188.22	891.43	1079.6	188.28	965.02	1153.3	0.32414	1.41980	1.7439
230	20.795	0.01684	19.374	198.31	884.10	1082.4	198.37	958.59	1157.0	0.33887	1.38989	1.7288
240	24.985	0.01692	16.316	208.41	876.70	1085.1	208.49	952.06	1160.5	0.35342	1.36069	1.7141
250	29.844	0.01700	13.816	218.54	869.21	1087.7	218.63	945.41	1164.0	0.36779	1.33216	1.6999
260	35.447	0.01708	11.760	228.68	861.62	1090.3	228.79	938.65	1167.4	0.38198	1.30425	1.6862
270	41.877	0.01717	10.059	238.85	853.94	1092.8	238.98	931.76	1170.7	0.39601	1.27694	1.6730
280	49.222	0.01726	8.6439	249.04	846.16	1095.2	249.20	924.74	1173.9	0.40989	1.25018	1.6601
290	57.573	0.01735	7.4607	259.26	838.27	1097.5	259.45	917.57	1177.0	0.42361	1.22393	1.6475
300	67.028	0.01745	6.4663	269.51	830.25	1099.8	269.73	910.24	1180.0	0.43720	1.19818	1.6354
310	77.691	0.01755	5.6266	279.79	822.11	1101.9	280.05	902.75	1182.8	0.45065	1.17289	1.6235
320	89.667	0.01765	4.9144	290.11	813.84	1104.0	290.40	895.09	1185.5	0.46396	1.14802	1.6120
330	103.07	0.01776	4.3076	300.46	805.43	1105.9	300.80	887.25	1188.1	0.47716	1.12355	1.6007
340	118.02	0.01787	3.7885	310.85	796.87	1107.7	311.24	879.22	1190.5	0.49024	1.09945	1.5897
350	134.63	0.01799	3.3425	321.29	788.16	1109.4	321.73	870.98	1192.7	0.50321	1.07570	1.5789
360	153.03	0.01811	2.9580	331.76	779.28	1111.0	332.28	862.53	1194.8	0.51607	1.05227	1.5683
370	173.36	0.01823	2.6252	342.29	770.23	1112.5	342.88	853.86	1196.7	0.52884	1.02914	1.5580
380	195.74	0.01836	2.3361	352.87	761.00	1113.9	353.53	844.96	1198.5	0.54152	1.00628	1.5478
390	220.33	0.01850	2.0842	363.50	751.58	1115.1	364.25	835.81	1200.1	0.55411	0.98366	1.5378

Tabla A-4E

Agua saturada. Tabla de temperaturas (*conclusión*)

		Volumen específico, pie³/lbm		*Energía interna,* Btu/lbm			*Entalpía,* Btu/lbm			*Entropía,* Btu/lbm · R		
Temp., T °F	Pres. sat., P_{sat} psia	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
400	247.26	0.01864	1.8639	374.19	741.97	1116.2	375.04	826.39	1201.4	0.56663	0.96127	1.5279
410	276.69	0.01878	1.6706	384.94	732.14	1117.1	385.90	816.71	1202.6	0.57907	0.93908	1.5182
420	308.76	0.01894	1.5006	395.76	722.08	1117.8	396.84	806.74	1203.6	0.59145	0.91707	1.5085
430	343.64	0.01910	1.3505	406.65	711.80	1118.4	407.86	796.46	1204.3	0.60377	0.89522	1.4990
440	381.49	0.01926	1.2178	417.61	701.26	1118.9	418.97	785.87	1204.8	0.61603	0.87349	1.4895
450	422.47	0.01944	1.0999	428.66	690.47	1119.1	430.18	774.94	1205.1	0.62826	0.85187	1.4801
460	466.75	0.01962	0.99510	439.79	679.39	1119.2	441.48	763.65	1205.1	0.64044	0.83033	1.4708
470	514.52	0.01981	0.90158	451.01	668.02	1119.0	452.90	751.98	1204.9	0.65260	0.80885	1.4615
480	565.96	0.02001	0.81794	462.34	656.34	1118.7	464.43	739.91	1204.3	0.66474	0.78739	1.4521
490	621.24	0.02022	0.74296	473.77	644.32	1118.1	476.09	727.40	1203.5	0.67686	0.76594	1.4428
500	680.56	0.02044	0.67558	485.32	631.94	1117.3	487.89	714.44	1202.3	0.68899	0.74445	1.4334
510	744.11	0.02067	0.61489	496.99	619.17	1116.2	499.84	700.99	1200.8	0.70112	0.72290	1.4240
520	812.11	0.02092	0.56009	508.80	605.99	1114.8	511.94	687.01	1199.0	0.71327	0.70126	1.4145
530	884.74	0.02118	0.51051	520.76	592.35	1113.1	524.23	672.47	1196.7	0.72546	0.67947	1.4049
540	962.24	0.02146	0.46553	532.88	578.23	1111.1	536.70	657.31	1194.0	0.73770	0.65751	1.3952
550	1044.8	0.02176	0.42465	545.18	563.58	1108.8	549.39	641.47	1190.9	0.75000	0.63532	1.3853
560	1132.7	0.02207	0.38740	557.68	548.33	1106.0	562.31	624.91	1187.2	0.76238	0.61284	1.3752
570	1226.2	0.02242	0.35339	570.40	532.45	1102.8	575.49	607.55	1183.0	0.77486	0.59003	1.3649
580	1325.5	0.02279	0.32225	583.37	515.84	1099.2	588.95	589.29	1178.2	0.78748	0.56679	1.3543
590	1430.8	0.02319	0.29367	596.61	498.43	1095.0	602.75	570.04	1172.8	0.80026	0.54306	1.3433
600	1542.5	0.02362	0.26737	610.18	480.10	1090.3	616.92	549.67	1166.6	0.81323	0.51871	1.3319
610	1660.9	0.02411	0.24309	624.11	460.73	1084.8	631.52	528.03	1159.5	0.82645	0.49363	1.3201
620	1786.2	0.02464	0.22061	638.47	440.14	1078.6	646.62	504.92	1151.5	0.83998	0.46765	1.3076
630	1918.9	0.02524	0.19972	653.35	418.12	1071.5	662.32	480.07	1142.4	0.85389	0.44056	1.2944
640	2059.3	0.02593	0.18019	668.86	394.36	1063.2	678.74	453.14	1131.9	0.86828	0.41206	1.2803
650	2207.8	0.02673	0.16184	685.16	368.44	1053.6	696.08	423.65	1119.7	0.88332	0.38177	1.2651
660	2364.9	0.02767	0.14444	702.48	339.74	1042.2	714.59	390.84	1105.4	0.89922	0.34906	1.2483
670	2531.2	0.02884	0.12774	721.23	307.22	1028.5	734.74	353.54	1088.3	0.91636	0.31296	1.2293
680	2707.3	0.03035	0.11134	742.11	269.00	1011.1	757.32	309.57	1066.9	0.93541	0.27163	1.2070
690	2894.1	0.03255	0.09451	766.81	220.77	987.6	784.24	253.96	1038.2	0.95797	0.22089	1.1789
700	3093.0	0.03670	0.07482	801.75	146.50	948.3	822.76	168.32	991.1	0.99023	0.14514	1.1354
705.10	3200.1	0.04975	0.04975	866.61	0	866.6	896.07	0	896.1	1.05257	0	1.0526

Fuente: Las tablas A-4E a A-8E fueron generadas utilizando el programa para resolver ecuaciones de ingeniería (EES) desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. La rutina utilizada en los cálculos es la altamente precisa Steam_IAPWS, que incorpora la Formulación 1995 para las Propiedades Termodinámicas de la Sustancia Agua Ordinaria para Uso Científico y General, editada por The International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS). Esta formulación reemplaza a la de 1984 de Haar, Gallagher y Kell (NBS/NRC Steam Tables, Hemisphere Publishing Co., 1984), la cual está también disponible en EES como la rutina STEAM. La nueva formulación se basa en las correlaciones de Saul y Wagner (J. Phys. Chem. Ref. Data, 16, 893, 1987) con modificaciones para ajustarla a la Escala Internacional de Temperaturas de 1990. Las modificaciones están descritas por Wagner y Pruss (J. Phys. Chem. Ref. Data, 22, 783, 1993). Las propiedades del hielo están basadas en Hyland y Wexler, "Formulations for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H_2O from 173.15 K to 473.15 K", *ASHRAE Trans.*, Part 2A, Paper 2793, 1983.

Tabla A-5E

Agua saturada. Tabla de presiones

		Volumen específico, pie³/lbm		*Energía interna,* Btu/lbm			*Entalpía,* Btu/lbm			*Entropía,* Btu/lbm · R		
Pres., P psia	Temp. sat., T_{sat} °F	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
1	101.69	0.01614	333.49	69.72	973.99	1043.7	69.72	1035.7	1105.4	0.13262	1.84495	1.9776
2	126.02	0.01623	173.71	94.02	957.45	1051.5	94.02	1021.7	1115.8	0.17499	1.74444	1.9194
3	141.41	0.01630	118.70	109.39	946.90	1056.3	109.40	1012.8	1122.2	0.20090	1.68489	1.8858
4	152.91	0.01636	90.629	120.89	938.97	1059.9	120.90	1006.0	1126.9	0.21985	1.64225	1.8621
5	162.18	0.01641	73.525	130.17	932.53	1062.7	130.18	1000.5	1130.7	0.23488	1.60894	1.8438
6	170.00	0.01645	61.982	138.00	927.08	1065.1	138.02	995.88	1133.9	0.24739	1.58155	1.8289
8	182.81	0.01652	47.347	150.83	918.08	1068.9	150.86	988.15	1139.0	0.26757	1.53800	1.8056
10	193.16	0.01659	38.425	161.22	910.75	1072.0	161.25	981.82	1143.1	0.28362	1.50391	1.7875
14.696	211.95	0.01671	26.805	180.12	897.27	1077.4	180.16	970.12	1150.3	0.31215	1.44441	1.7566
15	212.99	0.01672	26.297	181.16	896.52	1077.7	181.21	969.47	1150.7	0.31370	1.44441	1.7549
20	227.92	0.01683	20.093	196.21	885.63	1081.8	196.27	959.93	1156.2	0.33582	1.39606	1.7319
25	240.03	0.01692	16.307	208.45	876.67	1085.1	208.52	952.03	1160.6	0.35347	1.36060	1.7141
30	250.30	0.01700	13.749	218.84	868.98	1087.8	218.93	945.21	1164.1	0.36821	1.33132	1.6995
35	259.25	0.01708	11.901	227.92	862.19	1090.1	228.03	939.16	1167.2	0.38093	1.30632	1.6872
40	267.22	0.01715	10.501	236.02	856.09	1092.1	236.14	933.69	1169.8	0.39213	1.28448	1.6766
45	274.41	0.01721	9.4028	243.34	850.52	1093.9	243.49	928.68	1172.2	0.40216	1.26506	1.6672
50	280.99	0.01727	8.5175	250.05	845.39	1095.4	250.21	924.03	1174.2	0.41125	1.24756	1.6588
55	287.05	0.01732	7.7882	256.25	840.61	1096.9	256.42	919.70	1176.1	0.41958	1.23162	1.6512
60	292.69	0.01738	7.1766	262.01	836.13	1098.1	262.20	915.61	1177.8	0.42728	1.21697	1.6442
65	297.95	0.01743	6.6560	267.41	831.90	1099.3	267.62	911.75	1179.4	0.43443	1.20341	1.6378
70	302.91	0.01748	6.2075	272.50	827.90	1100.4	272.72	908.08	1180.8	0.44112	1.19078	1.6319
75	307.59	0.01752	5.8167	277.31	824.09	1101.4	277.55	904.58	1182.1	0.44741	1.17895	1.6264
80	312.02	0.01757	5.4733	281.87	820.45	1102.3	282.13	901.22	1183.4	0.45335	1.16783	1.6212
85	316.24	0.01761	5.1689	286.22	816.97	1103.2	286.50	898.00	1184.5	0.45897	1.15732	1.6163
90	320.26	0.01765	4.8972	290.38	813.62	1104.0	290.67	894.89	1185.6	0.46431	1.14737	1.6117
95	324.11	0.01770	4.6532	294.36	810.40	1104.8	294.67	891.89	1186.6	0.46941	1.13791	1.6073
100	327.81	0.01774	4.4327	298.19	807.29	1105.5	298.51	888.99	1187.5	0.47427	1.12888	1.6032
110	334.77	0.01781	4.0410	305.41	801.37	1106.8	305.78	883.44	1189.2	0.48341	1.11201	1.5954
120	341.25	0.01789	3.7289	312.16	795.79	1107.9	312.55	878.20	1190.8	0.49187	1.09646	1.5883
130	347.32	0.01796	3.4557	318.48	790.51	1109.0	318.92	873.21	1192.1	0.49974	1.08204	1.5818
140	353.03	0.01802	3.2202	324.45	785.49	1109.9	324.92	868.45	1193.4	0.50711	1.06858	1.5757
150	358.42	0.01809	3.0150	330.11	780.69	1110.8	330.61	863.88	1194.5	0.51405	1.05595	1.5700
160	363.54	0.01815	2.8347	335.49	776.10	1111.6	336.02	859.49	1195.5	0.52061	1.04405	1.5647
170	368.41	0.01821	2.6749	340.62	771.68	1112.3	341.19	855.25	1196.4	0.52682	1.03279	1.5596
180	373.07	0.01827	2.5322	345.53	767.42	1113.0	346.14	851.16	1197.3	0.53274	1.02210	1.5548
190	377.52	0.01833	2.4040	350.24	763.31	1113.6	350.89	847.19	1198.1	0.53839	1.01191	1.5503
200	381.80	0.01839	2.2882	354.78	759.32	1114.1	355.46	843.33	1198.8	0.54379	1.00219	1.5460
250	400.97	0.01865	1.8440	375.23	741.02	1116.3	376.09	825.47	1201.6	0.56784	0.95912	1.5270
300	417.35	0.01890	1.5435	392.89	724.77	1117.7	393.94	809.41	1203.3	0.58818	0.92289	1.5111
350	431.74	0.01912	1.3263	408.55	709.98	1118.5	409.79	794.65	1204.4	0.60590	0.89143	1.4973
400	444.62	0.01934	1.1617	422.70	696.31	1119.0	424.13	780.87	1205.0	0.62168	0.86350	1.4852
450	456.31	0.01955	1.0324	435.67	683.52	1119.2	437.30	767.86	1205.2	0.63595	0.83828	1.4742
500	467.04	0.01975	0.92819	447.68	671.42	1119.1	449.51	755.48	1205.0	0.64900	0.81521	1.4642
550	476.97	0.01995	0.84228	458.90	659.91	1118.8	460.93	743.60	1204.5	0.66107	0.79388	1.4550
600	486.24	0.02014	0.77020	469.46	648.88	1118.3	471.70	732.15	1203.9	0.67231	0.77400	1.4463

Tabla A-5E

Agua saturada. Tabla de presiones (*conclusión*)

		Volumen específico, pie³/lbm		*Energía interna,* Btu/lbm			*Entalpía,* Btu/lbm			*Entropía,* Btu/lbm · R		
Pres., P psia	Temp. sat., T_{sat} °F	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
700	503.13	0.02051	0.65589	488.96	627.98	1116.9	491.62	710.29	1201.9	0.69279	0.73771	1.4305
800	518.27	0.02087	0.56920	506.74	608.30	1115.0	509.83	689.48	1199.3	0.71117	0.70502	1.4162
900	532.02	0.02124	0.50107	523.19	589.54	1112.7	526.73	669.46	1196.2	0.72793	0.67505	1.4030
1000	544.65	0.02159	0.44604	538.58	571.49	1110.1	542.57	650.03	1192.6	0.74341	0.64722	1.3906
1200	567.26	0.02232	0.36241	566.89	536.87	1103.8	571.85	612.39	1184.2	0.77143	0.59632	1.3677
1400	587.14	0.02307	0.30161	592.79	503.50	1096.3	598.76	575.66	1174.4	0.79658	0.54991	1.3465
1600	604.93	0.02386	0.25516	616.99	470.69	1087.7	624.06	539.18	1163.2	0.81972	0.50645	1.3262
1800	621.07	0.02470	0.21831	640.03	437.86	1077.9	648.26	502.35	1150.6	0.84144	0.46482	1.3063
2000	635.85	0.02563	0.18815	662.33	404.46	1066.8	671.82	464.60	1136.4	0.86224	0.42409	1.2863
2500	668.17	0.02860	0.13076	717.67	313.53	1031.2	730.90	360.79	1091.7	0.91311	0.31988	1.2330
3000	695.41	0.03433	0.08460	783.39	186.41	969.8	802.45	214.32	1016.8	0.97321	0.18554	1.1587
3200.1	705.10	0.04975	0.04975	866.61	0	866.6	896.07	0	896.1	1.05257	0	1.0526

Tabla A-6E

Vapor de agua sobrecalentado

T °F	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R
	P = 1.0 psia (101.69 °F)*				P = 5.0 psia (162.18 °F)				P = 10 psia (193.16 °F)			
Sat.†	333.49	1043.7	1105.4	1.9776	73.525	1062.7	1130.7	1.8438	38.425	1072.0	1143.1	1.7875
200	392.53	1077.5	1150.1	2.0509	78.153	1076.2	1148.5	1.8716	38.849	1074.5	1146.4	1.7926
240	416.44	1091.2	1168.3	2.0777	83.009	1090.3	1167.1	1.8989	41.326	1089.1	1165.5	1.8207
280	440.33	1105.0	1186.5	2.1030	87.838	1104.3	1185.6	1.9246	43.774	1103.4	1184.4	1.8469
320	464.20	1118.9	1204.8	2.1271	92.650	1118.4	1204.1	1.9490	46.205	1117.6	1203.1	1.8716
360	488.07	1132.9	1223.3	2.1502	97.452	1132.5	1222.6	1.9722	48.624	1131.9	1221.8	1.8950
400	511.92	1147.1	1241.8	2.1722	102.25	1146.7	1241.3	1.9944	51.035	1146.2	1240.6	1.9174
440	535.77	1161.3	1260.4	2.1934	107.03	1160.9	1260.0	2.0156	53.441	1160.5	1259.4	1.9388
500	571.54	1182.8	1288.6	2.2237	114.21	1182.6	1288.2	2.0461	57.041	1182.2	1287.8	1.9693
600	631.14	1219.4	1336.2	2.2709	126.15	1219.2	1335.9	2.0933	63.029	1219.0	1335.6	2.0167
700	690.73	1256.8	1384.6	2.3146	138.09	1256.7	1384.4	2.1371	69.007	1256.5	1384.2	2.0605
800	750.31	1295.1	1433.9	2.3553	150.02	1294.9	1433.7	2.1778	74.980	1294.8	1433.5	2.1013
1000	869.47	1374.2	1535.1	2.4299	173.86	1374.2	1535.0	2.2524	86.913	1374.1	1534.9	2.1760
1200	988.62	1457.1	1640.0	2.4972	197.70	1457.0	1640.0	2.3198	98.840	1457.0	1639.9	2.2433
1400	1107.8	1543.7	1748.7	2.5590	221.54	1543.7	1748.7	2.3816	110.762	1543.6	1748.6	2.3052
	P = 15 psia (212.99 °F)				P = 20 psia (227.92 °F)				P = 40 psia (267.22 °F)			
Sat.	26.297	1077.7	1150.7	1.7549	20.093	1081.8	1156.2	1.7319	10.501	1092.1	1169.8	1.6766
240	27.429	1087.8	1163.9	1.7742	20.478	1086.5	1162.3	1.7406				
280	29.085	1102.4	1183.2	1.8010	21.739	1101.4	1181.9	1.7679	10.713	1097.3	1176.6	1.6858
320	30.722	1116.9	1202.2	1.8260	22.980	1116.1	1201.2	1.7933	11.363	1112.9	1197.1	1.7128
360	32.348	1131.3	1221.1	1.8496	24.209	1130.7	1220.2	1.8171	11.999	1128.1	1216.9	1.7376
400	33.965	1145.7	1239.9	1.8721	25.429	1145.1	1239.3	1.8398	12.625	1143.1	1236.5	1.7610
440	35.576	1160.1	1258.8	1.8936	26.644	1159.7	1258.3	1.8614	13.244	1157.9	1256.0	1.7831
500	37.986	1181.9	1287.3	1.9243	28.458	1181.6	1286.9	1.8922	14.165	1180.2	1285.0	1.8143
600	41.988	1218.7	1335.3	1.9718	31.467	1218.5	1334.9	1.9398	15.686	1217.5	1333.6	1.8625
700	45.981	1256.3	1383.9	2.0156	34.467	1256.1	1383.7	1.9837	17.197	1255.3	1382.6	1.9067
800	49.967	1294.6	1433.3	2.0565	37.461	1294.5	1433.1	2.0247	18.702	1293.9	1432.3	1.9478
1000	57.930	1374.0	1534.8	2.1312	43.438	1373.8	1534.6	2.0994	21.700	1373.4	1534.1	2.0227
1200	65.885	1456.9	1639.8	2.1986	49.407	1456.8	1639.7	2.1668	24.691	1456.5	1639.3	2.0902
1400	73.836	1543.6	1748.5	2.2604	55.373	1543.5	1748.4	2.2287	27.678	1543.3	1748.1	2.1522
1600	81.784	1634.0	1861.0	2.3178	61.335	1633.9	1860.9	2.2861	30.662	1633.7	1860.7	2.2096
	P = 60 psia (292.69 °F)				P = 80 psia (312.02 °F)				P = 100 psia (327.81 °F)			
Sat.	7.1766	1098.1	1177.8	1.6442	5.4733	1102.3	1183.4	1.6212	4.4327	1105.5	1187.5	1.6032
320	7.4863	1109.6	1192.7	1.6636	5.5440	1105.9	1187.9	1.6271				
360	7.9259	1125.5	1213.5	1.6897	5.8876	1122.7	1209.9	1.6545	4.6628	1119.8	1206.1	1.6263
400	8.3548	1140.9	1233.7	1.7138	6.2187	1138.7	1230.8	1.6794	4.9359	1136.4	1227.8	1.6521
440	8.7766	1156.1	1253.6	1.7364	6.5420	1154.3	1251.2	1.7026	5.2006	1152.4	1248.7	1.6759
500	9.4005	1178.8	1283.1	1.7682	7.0177	1177.3	1281.2	1.7350	5.5876	1175.9	1279.3	1.7088
600	10.4256	1216.5	1332.2	1.8168	7.7951	1215.4	1330.8	1.7841	6.2167	1214.4	1329.4	1.7586
700	11.4401	1254.5	1381.6	1.8613	8.5616	1253.8	1380.5	1.8289	6.8344	1253.0	1379.5	1.8037
800	12.4484	1293.3	1431.5	1.9026	9.3218	1292.6	1430.6	1.8704	7.4457	1292.0	1429.8	1.8453
1000	14.4543	1373.0	1533.5	1.9777	10.8313	1372.6	1532.9	1.9457	8.6575	1372.2	1532.4	1.9208
1200	16.4525	1456.2	1638.9	2.0454	12.3331	1455.9	1638.5	2.0135	9.8615	1455.6	1638.1	1.9887
1400	18.4464	1543.0	1747.8	2.1073	13.8306	1542.8	1747.5	2.0755	11.0612	1542.6	1747.2	2.0508
1600	20.438	1633.5	1860.5	2.1648	15.3257	1633.3	1860.2	2.1330	12.2584	1633.2	1860.0	2.1083
1800	22.428	1727.6	1976.6	2.2187	16.8192	1727.5	1976.5	2.1869	13.4541	1727.3	1976.3	2.1622
2000	24.417	1825.2	2096.3	2.2694	18.3117	1825.0	2096.1	2.2376	14.6487	1824.9	2096.0	2.2130

* La temperatura entre paréntesis es la temperatura de saturación a la presión especificada.

† Propiedades del vapor saturado a la presión especificada.

Tabla A-6E

Vapor de agua sobrecalentado (*continuación*)

T °F	*v* pie³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm · R	*v* pie³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm · R	*v* pie³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm · R
	P = 120 psia (341.25 °F)				*P* = 140 psia (353.03 °F)				*P* = 160 psia (363.54 °F)			
Sat.	3.7289	1107.9	1190.8	1.5883	3.2202	1109.9	1193.4	1.5757	2.8347	1111.6	1195.5	1.5647
360	3.8446	1116.7	1202.1	1.6023	3.2584	1113.4	1197.8	1.5811				
400	4.0799	1134.0	1224.6	1.6292	3.4676	1131.5	1221.4	1.6092	3.0076	1129.0	1218.0	1.5914
450	4.3613	1154.5	1251.4	1.6594	3.7147	1152.6	1248.9	1.6403	3.2293	1150.7	1246.3	1.6234
500	4.6340	1174.4	1277.3	1.6872	3.9525	1172.9	1275.3	1.6686	3.4412	1171.4	1273.2	1.6522
550	4.9010	1193.9	1302.8	1.7131	4.1845	1192.7	1301.1	1.6948	3.6469	1191.4	1299.4	1.6788
600	5.1642	1213.4	1328.0	1.7375	4.4124	1212.3	1326.6	1.7195	3.8484	1211.3	1325.2	1.7037
700	5.6829	1252.2	1378.4	1.7829	4.8604	1251.4	1377.3	1.7652	4.2434	1250.6	1376.3	1.7498
800	6.1950	1291.4	1429.0	1.8247	5.3017	1290.8	1428.1	1.8072	4.6316	1290.2	1427.3	1.7920
1000	7.2083	1371.7	1531.8	1.9005	6.1732	1371.3	1531.3	1.8832	5.3968	1370.9	1530.7	1.8682
1200	8.2137	1455.3	1637.7	1.9684	7.0367	1455.0	1637.3	1.9512	6.1540	1454.7	1636.9	1.9363
1400	9.2149	1542.3	1746.9	2.0305	7.8961	1542.1	1746.6	2.0134	6.9070	1541.8	1746.3	1.9986
1600	10.2135	1633.0	1859.8	2.0881	8.7529	1632.8	1859.5	2.0711	7.6574	1632.6	1859.3	2.0563
1800	11.2106	1727.2	1976.1	2.1420	9.6082	1727.0	1975.9	2.1250	8.4063	1726.9	1975.7	2.1102
2000	12.2067	1824.8	2095.8	2.1928	10.4624	1824.6	2095.7	2.1758	9.1542	1824.5	2095.5	2.1610
	P = 180 psia (373.07 °F)				*P* = 200 psia (381.80 °F)				*P* = 225 psia (391.80 °F)			
Sat.	2.5322	1113.0	1197.3	1.5548	2.2882	1114.1	1198.8	1.5460	2.0423	1115.3	1200.3	1.5360
400	2.6490	1126.3	1214.5	1.5752	2.3615	1123.5	1210.9	1.5602	2.0728	1119.7	1206.0	1.5427
450	2.8514	1148.7	1243.7	1.6082	2.5488	1146.7	1241.0	1.5943	2.2457	1144.1	1237.6	1.5783
500	3.0433	1169.8	1271.2	1.6376	2.7247	1168.2	1269.0	1.6243	2.4059	1166.2	1266.3	1.6091
550	3.2286	1190.2	1297.7	1.6646	2.8939	1188.9	1296.0	1.6516	2.5590	1187.2	1293.8	1.6370
600	3.4097	1210.2	1323.8	1.6897	3.0586	1209.1	1322.3	1.6771	2.7075	1207.7	1320.5	1.6628
700	3.7635	1249.8	1375.2	1.7361	3.3796	1249.0	1374.1	1.7238	2.9956	1248.0	1372.7	1.7099
800	4.1104	1289.5	1426.5	1.7785	3.6934	1288.9	1425.6	1.7664	3.2765	1288.1	1424.5	1.7528
900	4.4531	1329.7	1478.0	1.8179	4.0031	1329.2	1477.3	1.8059	3.5530	1328.5	1476.5	1.7925
1000	4.7929	1370.5	1530.1	1.8549	4.3099	1370.1	1529.6	1.8430	3.8268	1369.5	1528.9	1.8296
1200	5.4674	1454.3	1636.5	1.9231	4.9182	1454.0	1636.1	1.9113	4.3689	1453.6	1635.6	1.8981
1400	6.1377	1541.6	1746.0	1.9855	5.5222	1541.4	1745.7	1.9737	4.9068	1541.1	1745.4	1.9606
1600	6.8054	1632.4	1859.1	2.0432	6.1238	1632.2	1858.8	2.0315	5.4422	1632.0	1858.6	2.0184
1800	7.4716	1726.7	1975.6	2.0971	6.7238	1726.5	1975.4	2.0855	5.9760	1726.4	1975.2	2.0724
2000	8.1367	1824.4	2095.4	2.1479	7.3227	1824.3	2095.3	2.1363	6.5087	1824.1	2095.1	2.1232
	P = 250 psia (400.97 °F)				*P* = 275 psia (409.45 °F)				*P* = 300 psia (417.35 °F)			
Sat.	1.8440	1116.3	1201.6	1.5270	1.6806	1117.0	1202.6	1.5187	1.5435	1117.7	1203.3	1.5111
450	2.0027	1141.3	1234.0	1.5636	1.8034	1138.5	1230.3	1.5499	1.6369	1135.6	1226.4	1.5369
500	2.1506	1164.1	1263.6	1.5953	1.9415	1162.0	1260.8	1.5825	1.7670	1159.8	1257.9	1.5706
550	2.2910	1185.6	1291.5	1.6237	2.0715	1183.9	1289.3	1.6115	1.8885	1182.1	1287.0	1.6001
600	2.4264	1206.3	1318.6	1.6499	2.1964	1204.9	1316.7	1.6380	2.0046	1203.5	1314.8	1.6270
650	2.5586	1226.8	1345.1	1.6743	2.3179	1225.6	1343.5	1.6627	2.1172	1224.4	1341.9	1.6520
700	2.6883	1247.0	1371.4	1.6974	2.4369	1246.0	1370.0	1.6860	2.2273	1244.9	1368.6	1.6755
800	2.9429	1287.3	1423.5	1.7406	2.6699	1286.5	1422.4	1.7294	2.4424	1285.7	1421.3	1.7192
900	3.1930	1327.9	1475.6	1.7804	2.8984	1327.3	1474.8	1.7694	2.6529	1326.6	1473.9	1.7593
1000	3.4403	1369.0	1528.2	1.8177	3.1241	1368.5	1527.4	1.8068	2.8605	1367.9	1526.7	1.7968
1200	3.9295	1453.3	1635.0	1.8863	3.5700	1452.9	1634.5	1.8755	3.2704	1452.5	1634.0	1.8657
1400	4.4144	1540.8	1745.0	1.9488	4.0116	1540.5	1744.6	1.9381	3.6759	1540.2	1744.2	1.9284
1600	4.8969	1631.7	1858.3	2.0066	4.4507	1631.5	1858.0	1.9960	4.0789	1631.3	1857.7	1.9863
1800	5.3777	1726.2	1974.9	2.0607	4.8882	1726.0	1974.7	2.0501	4.4803	1725.8	1974.5	2.0404
2000	5.8575	1823.9	2094.9	2.1116	5.3247	1823.8	2094.7	2.1010	4.8807	1823.6	2094.6	2.0913

Tabla A-6E

Vapor de agua sobrecalentado (*continuación*)

T °F	*v* pie³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm · R	*v* pie³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm · R	*v* pie³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm · R
	P = 350 psia (431.74 °F)				*P* = 400 psia (444.62 °F)				*P* = 450 psia (456.31 °F)			
Sat.	1.3263	1118.5	1204.4	1.4973	1.1617	1119.0	1205.0	1.4852	1.0324	1119.2	1205.2	1.4742
450	1.3739	1129.3	1218.3	1.5128	1.1747	1122.5	1209.4	1.4901				
500	1.4921	1155.2	1251.9	1.5487	1.2851	1150.4	1245.6	1.5288	1.1233	1145.4	1238.9	1.5103
550	1.6004	1178.6	1282.2	1.5795	1.3840	1174.9	1277.3	1.5610	1.2152	1171.1	1272.3	1.5441
600	1.7030	1200.6	1310.9	1.6073	1.4765	1197.6	1306.9	1.5897	1.3001	1194.6	1302.8	1.5737
650	1.8018	1221.9	1338.6	1.6328	1.5650	1219.4	1335.3	1.6158	1.3807	1216.9	1331.9	1.6005
700	1.8979	1242.8	1365.8	1.6567	1.6507	1240.7	1362.9	1.6401	1.4584	1238.5	1360.0	1.6253
800	2.0848	1284.1	1419.1	1.7009	1.8166	1282.5	1417.0	1.6849	1.6080	1280.8	1414.7	1.6706
900	2.2671	1325.3	1472.2	1.7414	1.9777	1324.0	1470.4	1.7257	1.7526	1322.7	1468.6	1.7117
1000	2.4464	1366.9	1525.3	1.7791	2.1358	1365.8	1523.9	1.7636	1.8942	1364.7	1522.4	1.7499
1200	2.7996	1451.7	1633.0	1.8483	2.4465	1450.9	1632.0	1.8331	2.1718	1450.1	1631.0	1.8196
1400	3.1484	1539.6	1743.5	1.9111	2.7527	1539.0	1742.7	1.8960	2.4450	1538.4	1742.0	1.8827
1600	3.4947	1630.8	1857.1	1.9691	3.0565	1630.3	1856.5	1.9541	2.7157	1629.8	1856.0	1.9409
1800	3.8394	1725.4	1974.0	2.0233	3.3586	1725.0	1973.6	2.0084	2.9847	1724.6	1973.2	1.9952
2000	4.1830	1823.3	2094.2	2.0742	3.6597	1823.0	2093.9	2.0594	3.2527	1822.6	2093.5	2.0462
	P = 500 psia (467.04 °F)				*P* = 600 psia (486.24 °F)				*P* = 700 psia (503.13 °F)			
Sat.	0.92815	1119.1	1205.0	1.4642	0.77020	1118.3	1203.9	1.4463	0.65589	1116.9	1201.9	1.4305
500	0.99304	1140.1	1231.9	1.4928	0.79526	1128.2	1216.5	1.4596				
550	1.07974	1167.1	1267.0	1.5284	0.87542	1158.7	1255.9	1.4996	0.72799	1149.5	1243.8	1.4730
600	1.15876	1191.4	1298.6	1.5590	0.94605	1184.9	1289.9	1.5325	0.79332	1177.9	1280.7	1.5087
650	1.23312	1214.3	1328.4	1.5865	1.01133	1209.0	1321.3	1.5614	0.85242	1203.4	1313.8	1.5393
700	1.30440	1236.4	1357.0	1.6117	1.07316	1231.9	1351.0	1.5877	0.90769	1227.2	1344.8	1.5666
800	1.44097	1279.2	1412.5	1.6576	1.19038	1275.8	1408.0	1.6348	1.01125	1272.4	1403.4	1.6150
900	1.57252	1321.4	1466.9	1.6992	1.30230	1318.7	1463.3	1.6771	1.10921	1316.0	1459.7	1.6581
1000	1.70094	1363.6	1521.0	1.7376	1.41097	1361.4	1518.1	1.7160	1.20381	1359.2	1515.2	1.6974
1100	1.82726	1406.2	1575.3	1.7735	1.51749	1404.4	1572.9	1.7522	1.29621	1402.5	1570.4	1.7341
1200	1.95211	1449.4	1630.0	1.8075	1.62252	1447.8	1627.9	1.7865	1.38709	1446.2	1625.9	1.7685
1400	2.1988	1537.8	1741.2	1.8708	1.82957	1536.6	1739.7	1.8501	1.56580	1535.4	1738.2	1.8324
1600	2.4430	1629.4	1855.4	1.9291	2.0340	1628.4	1854.2	1.9085	1.74192	1627.5	1853.1	1.8911
1800	2.6856	1724.2	1972.7	1.9834	2.2369	1723.4	1971.8	1.9630	1.91643	1722.7	1970.9	1.9457
2000	2.9271	1822.3	2093.1	2.0345	2.4387	1821.7	2092.4	2.0141	2.08987	1821.0	2091.7	1.9969
	P = 800 psia (518.27 °F)				*P* = 1000 psia (544.65 °F)				*P* = 1250 psia (572.45 °F)			
Sat.	0.56920	1115.0	1199.3	1.4162	0.44604	1110.1	1192.6	1.3906	0.34549	1102.0	1181.9	1.3623
550	0.61586	1139.4	1230.5	1.4476	0.45375	1115.2	1199.2	1.3972				
600	0.67799	1170.5	1270.9	1.4866	0.51431	1154.1	1249.3	1.4457	0.37894	1129.5	1217.2	1.3961
650	0.73279	1197.6	1306.0	1.5191	0.56411	1185.1	1289.5	1.4827	0.42703	1167.5	1266.3	1.4414
700	0.78330	1222.4	1338.4	1.5476	0.60844	1212.4	1325.0	1.5140	0.46735	1198.7	1306.8	1.4771
750	0.83102	1246.0	1369.1	1.5735	0.64944	1237.6	1357.8	1.5418	0.50344	1226.4	1342.9	1.5076
800	0.87678	1268.9	1398.7	1.5975	0.68821	1261.7	1389.0	1.5670	0.53687	1252.2	1376.4	1.5347
900	0.96434	1313.3	1456.0	1.6413	0.76136	1307.7	1448.6	1.6126	0.59876	1300.5	1439.0	1.5826
1000	1.04841	1357.0	1512.2	1.6812	0.83078	1352.5	1506.2	1.6535	0.65656	1346.7	1498.6	1.6249
1100	1.13024	1400.7	1568.0	1.7181	0.89783	1396.9	1563.1	1.6911	0.71184	1392.2	1556.8	1.6635
1200	1.21051	1444.6	1623.8	1.7528	0.96327	1441.4	1619.7	1.7263	0.76545	1437.4	1614.5	1.6993
1400	1.36797	1534.2	1736.7	1.8170	1.09101	1531.8	1733.7	1.7911	0.86944	1528.7	1729.8	1.7649
1600	1.52283	1626.5	1851.9	1.8759	1.21610	1624.6	1849.6	1.8504	0.97072	1622.2	1846.7	1.8246
1800	1.67606	1721.9	1970.0	1.9306	1.33956	1720.3	1968.2	1.9053	1.07036	1718.4	1966.0	1.8799
2000	1.82823	1820.4	2091.0	1.9819	1.46194	1819.1	2089.6	1.9568	1.16892	1817.5	2087.9	1.9315

Tabla A-6E

Vapor de agua sobrecalentado (*conclusión*)

T °F	*v* pie³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm · R	*v* pie³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm · R	*v* pie³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm · R
	P = 1500 psia (596.26 °F)				*P* = 1750 psia (617.17 °F)				*P* = 2000 psia (635.85 °F)			
Sat.	0.27695	1092.1	1169.0	1.3362	0.22681	1080.5	1153.9	1.3112	0.18815	1066.8	1136.4	1.2863
600	0.28189	1097.2	1175.4	1.3423								
650	0.33310	1147.2	1239.7	1.4016	0.26292	1122.8	1207.9	1.3607	0.20586	1091.4	1167.6	1.3146
700	0.37198	1183.6	1286.9	1.4433	0.30252	1166.8	1264.7	1.4108	0.24894	1147.6	1239.8	1.3783
750	0.40535	1214.4	1326.9	1.4771	0.33455	1201.5	1309.8	1.4489	0.28074	1187.4	1291.3	1.4218
800	0.43550	1242.2	1363.1	1.5064	0.36266	1231.7	1349.1	1.4807	0.30763	1220.5	1334.3	1.4567
850	0.46356	1268.2	1396.9	1.5328	0.38835	1259.3	1385.1	1.5088	0.33169	1250.0	1372.8	1.4867
900	0.49015	1293.1	1429.2	1.5569	0.41238	1285.4	1419.0	1.5341	0.35390	1277.5	1408.5	1.5134
1000	0.54031	1340.9	1490.8	1.6007	0.45719	1334.9	1482.9	1.5796	0.39479	1328.7	1474.9	1.5606
1100	0.58781	1387.3	1550.5	1.6402	0.49917	1382.4	1544.1	1.6201	0.43266	1377.5	1537.6	1.6021
1200	0.63355	1433.3	1609.2	1.6767	0.53932	1429.2	1603.9	1.6572	0.46864	1425.1	1598.5	1.6400
1400	0.72172	1525.7	1726.0	1.7432	0.61621	1522.6	1722.1	1.7245	0.53708	1519.5	1718.3	1.7081
1600	0.80714	1619.8	1843.8	1.8033	0.69031	1617.4	1840.9	1.7852	0.60269	1615.0	1838.0	1.7693
1800	0.89090	1716.4	1963.7	1.8589	0.76273	1714.5	1961.5	1.8410	0.66660	1712.5	1959.2	1.8255
2000	0.97358	1815.9	2086.1	1.9108	0.83406	1814.2	2084.3	1.8931	0.72942	1812.6	2082.6	1.8778
	P = 2500 psia (668.17 °F)				*P* = 3000 psia (695.41 °F)				*P* = 3500 psia			
Sat.	0.13076	1031.2	1091.7	1.2330	0.08460	969.8	1016.8	1.1587				
650									0.02492	663.7	679.9	0.8632
700	0.16849	1098.4	1176.3	1.3072	0.09838	1005.3	1059.9	1.1960	0.03065	760.0	779.9	0.9511
750	0.20327	1154.9	1249.0	1.3686	0.14840	1114.1	1196.5	1.3118	0.10460	1057.6	1125.4	1.2434
800	0.22949	1195.9	1302.0	1.4116	0.17601	1167.5	1265.3	1.3676	0.13639	1134.3	1222.6	1.3224
850	0.25174	1230.1	1346.6	1.4463	0.19771	1208.2	1317.9	1.4086	0.15847	1183.8	1286.5	1.3721
900	0.27165	1260.7	1386.4	1.4761	0.21640	1242.8	1362.9	1.4423	0.17659	1223.4	1337.8	1.4106
950	0.29001	1289.1	1423.3	1.5028	0.23321	1273.9	1403.3	1.4716	0.19245	1257.8	1382.4	1.4428
1000	0.30726	1316.1	1458.2	1.5271	0.24876	1302.8	1440.9	1.4978	0.20687	1289.0	1423.0	1.4711
1100	0.33949	1367.3	1524.4	1.5710	0.27732	1356.8	1510.8	1.5441	0.23289	1346.1	1496.9	1.5201
1200	0.36966	1416.6	1587.6	1.6103	0.30367	1408.0	1576.6	1.5850	0.25654	1399.3	1565.4	1.5627
1400	0.42631	1513.3	1710.5	1.6802	0.35249	1507.0	1702.7	1.6567	0.29978	1500.7	1694.8	1.6364
1600	0.48004	1610.1	1832.2	1.7424	0.39830	1605.3	1826.4	1.7199	0.33994	1600.4	1820.5	1.7006
1800	0.53205	1708.6	1954.8	1.7991	0.44237	1704.7	1950.3	1.7773	0.37833	1700.8	1945.8	1.7586
2000	0.58295	1809.4	2079.1	1.8518	0.48532	1806.1	2075.6	1.8304	0.41561	1802.9	2072.1	1.8121
	P = 4000 psia				*P* = 5000 psia				*P* = 6000 psia			
650	0.02448	657.9	676.1	0.8577	0.02379	648.3	670.3	0.8485	0.02325	640.3	666.1	0.8408
700	0.02871	742.3	763.6	0.9347	0.02678	721.8	746.6	0.9156	0.02564	708.1	736.5	0.9028
750	0.06370	962.1	1009.2	1.1410	0.03373	821.8	853.0	1.0054	0.02981	788.7	821.8	0.9747
800	0.10520	1094.2	1172.1	1.2734	0.05937	986.9	1041.8	1.1581	0.03949	897.1	941.0	1.0711
850	0.12848	1156.7	1251.8	1.3355	0.08551	1092.4	1171.5	1.2593	0.05815	1018.6	1083.1	1.1819
900	0.14647	1202.5	1310.9	1.3799	0.10390	1155.9	1252.1	1.3198	0.07584	1103.5	1187.7	1.2603
950	0.16176	1240.7	1360.5	1.4157	0.11863	1203.9	1313.6	1.3643	0.09010	1163.7	1263.7	1.3153
1000	0.17538	1274.6	1404.4	1.4463	0.13128	1244.0	1365.5	1.4004	0.10208	1211.4	1324.7	1.3578
1100	0.19957	1335.1	1482.8	1.4983	0.15298	1312.2	1453.8	1.4590	0.12211	1288.4	1424.0	1.4237
1200	0.22121	1390.3	1554.1	1.5426	0.17185	1372.1	1531.1	1.5070	0.13911	1353.4	1507.8	1.4758
1300	0.24128	1443.0	1621.6	1.5821	0.18902	1427.8	1602.7	1.5490	0.15434	1412.5	1583.8	1.5203
1400	0.26028	1494.3	1687.0	1.6182	0.20508	1481.4	1671.1	1.5868	0.16841	1468.4	1655.4	1.5598
1600	0.29620	1595.5	1814.7	1.6835	0.23505	1585.6	1803.1	1.6542	0.19438	1575.7	1791.5	1.6294
1800	0.33033	1696.8	1941.4	1.7422	0.26320	1689.0	1932.5	1.7142	0.21853	1681.1	1923.7	1.6907
2000	0.36335	1799.7	2068.6	1.7961	0.29023	1793.2	2061.7	1.7689	0.24155	1786.7	2054.9	1.7463

Tabla A-7E

Agua líquida comprimida

T °F	v pie^3/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v pie^3/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v pie^3/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R
	P = 500 psia (467.04 °F)				P = 1000 psia (544.65 °F)				P = 1500 psia (596.26 °F)			
Sat.	0.019750	447.68	449.51	0.64900	0.021595	538.58	542.57	0.74341	0.023456	605.07	611.58	0.80836
32	0.015994	0.01	1.49	0.00001	0.015966	0.03	2.99	0.00005	0.015939	0.05	4.48	0.00008
50	0.015998	18.03	19.51	0.03601	0.015972	17.99	20.95	0.03593	0.015946	17.95	22.38	0.03584
100	0.016107	67.86	69.35	0.12930	0.016083	67.69	70.67	0.12899	0.016059	67.53	71.98	0.12869
150	0.016317	117.70	119.21	0.21462	0.016292	117.42	120.43	0.21416	0.016267	117.14	121.66	0.21369
200	0.016607	167.70	169.24	0.29349	0.016580	167.31	170.38	0.29289	0.016553	166.92	171.52	0.29229
250	0.016972	218.04	219.61	0.36708	0.016941	217.51	220.65	0.36634	0.016911	217.00	221.69	0.36560
300	0.017417	268.92	270.53	0.43641	0.017380	268.24	271.46	0.43551	0.017345	267.57	272.39	0.43463
350	0.017954	320.64	322.30	0.50240	0.017910	319.77	323.08	0.50132	0.017866	318.91	323.87	0.50025
400	0.018609	373.61	375.33	0.56595	0.018552	372.48	375.91	0.56463	0.018496	371.37	376.51	0.56333
450	0.019425	428.44	430.24	0.62802	0.019347	426.93	430.51	0.62635	0.019271	425.47	430.82	0.62472
500					0.020368	484.03	487.80	0.68764	0.020258	482.01	487.63	0.68550
550									0.021595	542.50	548.50	0.74731
	P = 2000 psia (635.85 °F)				P = 3000 psia (695.41 °F)				P = 5000 psia			
Sat.	0.025634	662.33	671.82	0.86224	0.034335	783.39	802.45	0.97321				
32	0.015912	0.07	5.96	0.00010	0.015859	0.10	8.90	0.00011	0.015756	0.13	14.71	0.00002
50	0.015921	17.91	23.80	0.03574	0.015870	17.83	26.64	0.03554	0.015773	17.65	32.25	0.03505
100	0.016035	67.36	73.30	0.12838	0.015988	67.04	75.91	0.12776	0.015897	66.41	81.12	0.12652
200	0.016527	166.54	172.66	0.29170	0.016475	165.79	174.94	0.29053	0.016375	164.36	179.51	0.28824
300	0.017310	266.92	273.33	0.43376	0.017242	265.65	275.22	0.43204	0.017112	263.24	279.07	0.42874
400	0.018442	370.30	377.12	0.56205	0.018338	368.22	378.41	0.55959	0.018145	364.35	381.14	0.55492
450	0.019199	424.06	431.16	0.62314	0.019062	421.36	431.94	0.62010	0.018812	416.40	433.80	0.61445
500	0.020154	480.08	487.54	0.68346	0.019960	476.45	487.53	0.67958	0.019620	469.94	488.10	0.67254
560	0.021739	552.21	560.26	0.75692	0.021405	546.59	558.47	0.75126	0.020862	537.08	556.38	0.74154
600	0.023317	605.77	614.40	0.80898	0.022759	597.42	610.06	0.80086	0.021943	584.42	604.72	0.78803
640					0.024765	654.52	668.27	0.85476	0.023358	634.95	656.56	0.83603
680					0.028821	728.63	744.64	0.92288	0.025366	690.67	714.14	0.88745
700									0.026777	721.78	746.56	0.91564

Tabla A-8E

Hielo saturado. Vapor de agua

Temp., T °F	Pres. sat., P_{sat} psia	*Volumen específico,* pie^3/lbm		*Energía interna,* Btu/lbm			*Entalpía,* Btu/lbm			*Entropía,* Btu/lbm · R		
		Hielo sat., v_i	Vapor sat., v_g	Hielo sat., u_i	Subl., u_{ig}	Vapor sat., u_g	Hielo sat., h_i	Subl., h_{ig}	Vapor sat., h_g	Hielo sat., s_i	Subl., s_{ig}	Vapor sat., s_g
32.018	0.08871	0.01747	3299.6	−143.34	1164.2	1020.9	−143.34	1218.3	1075.0	−0.29146	2.4779	2.1864
32	0.08864	0.01747	3302.6	−143.35	1164.2	1020.9	−143.35	1218.4	1075.0	−0.29148	2.4779	2.1865
30	0.08086	0.01747	3605.8	−144.35	1164.6	1020.2	−144.35	1218.5	1074.2	−0.29353	2.4883	2.1948
25	0.06405	0.01746	4505.8	−146.85	1165.4	1018.6	−146.85	1218.8	1072.0	−0.29865	2.5146	2.2160
20	0.05049	0.01746	5657.6	−149.32	1166.2	1016.9	−149.32	1219.1	1069.8	−0.30377	2.5414	2.2376
15	0.03960	0.01745	7138.9	−151.76	1167.0	1015.2	−151.76	1219.3	1067.6	−0.30889	2.5687	2.2598
10	0.03089	0.01744	9054.0	−154.18	1167.8	1013.6	−154.18	1219.5	1065.4	−0.31401	2.5965	2.2825
5	0.02397	0.01743	11,543	−156.57	1168.5	1011.9	−156.57	1219.7	1063.1	−0.31913	2.6248	2.3057
0	0.01850	0.01743	14,797	−158.94	1169.2	1010.3	−158.94	1219.9	1060.9	−0.32426	2.6537	2.3295
−5	0.01420	0.01742	19,075	−161.28	1169.9	1008.6	−161.28	1220.0	1058.7	−0.32938	2.6832	2.3538
−10	0.01083	0.01741	24,731	−163.60	1170.6	1007.0	−163.60	1220.1	1056.5	−0.33451	2.7133	2.3788
−15	0.00821	0.01740	32,257	−165.90	1171.2	1005.3	−165.90	1220.2	1054.3	−0.33964	2.7440	2.4044
−20	0.00619	0.01740	42,335	−168.16	1171.8	1003.6	−168.16	1220.3	1052.1	−0.34478	2.7754	2.4306
−25	0.00463	0.01739	55,917	−170.41	1172.4	1002.0	−170.41	1220.3	1049.9	−0.34991	2.8074	2.4575
−30	0.00344	0.01738	74,345	−172.63	1173.0	1000.3	−172.63	1220.3	1047.7	−0.35505	2.8401	2.4850
−35	0.00254	0.01738	99,526	−174.83	1173.5	998.7	−174.83	1220.3	1045.5	−0.36019	2.8735	2.5133
−40	0.00186	0.01737	134,182	−177.00	1174.0	997.0	−177.00	1220.3	1043.3	−0.36534	2.9076	2.5423

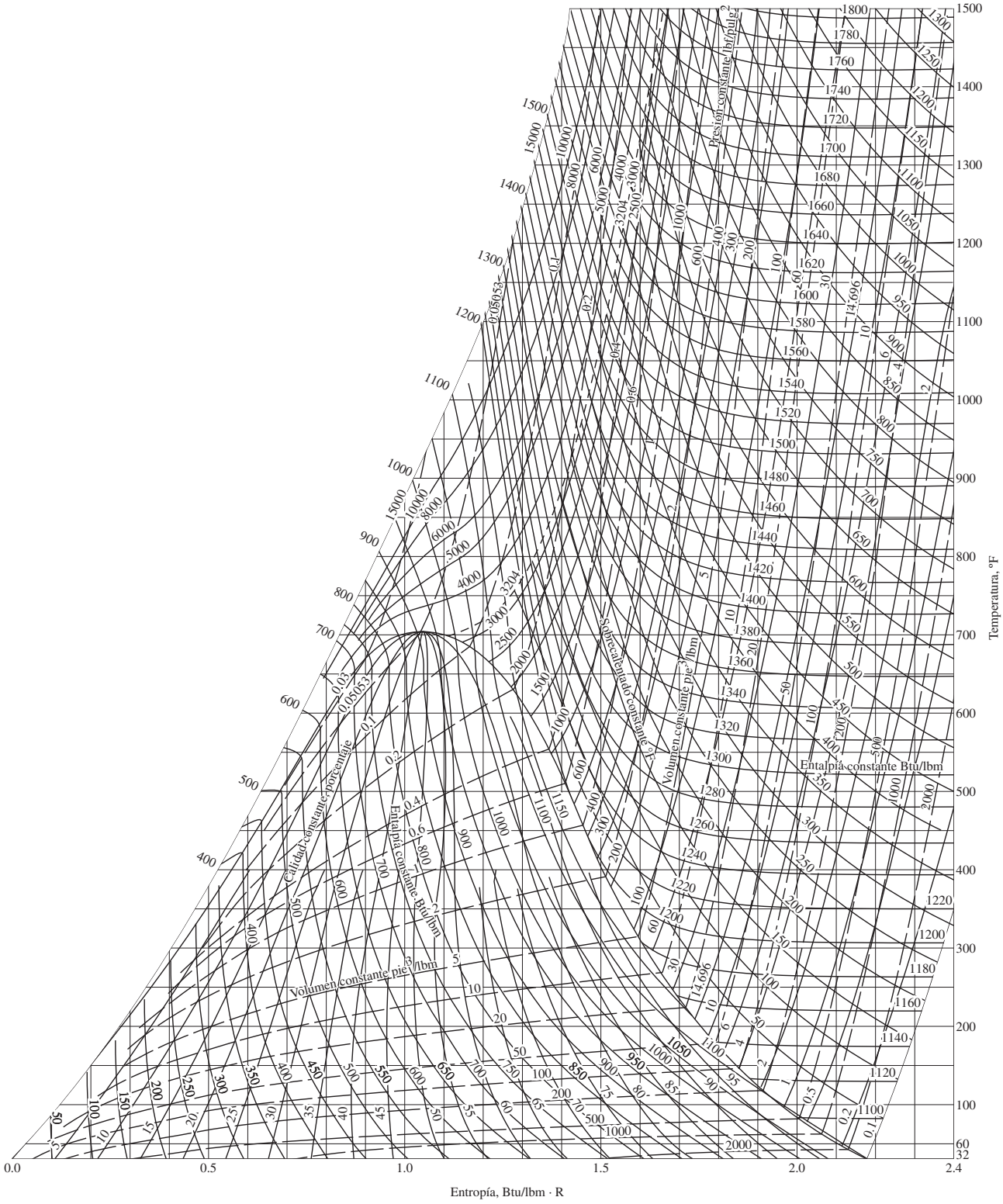


Figura A-9E

Diagrama *T-s* para el agua.

Fuente: Joseph H. Keenan, Frederick G. Keyes, Philip G. Hill y Joan G. Moore, Steam Tables*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1969.*

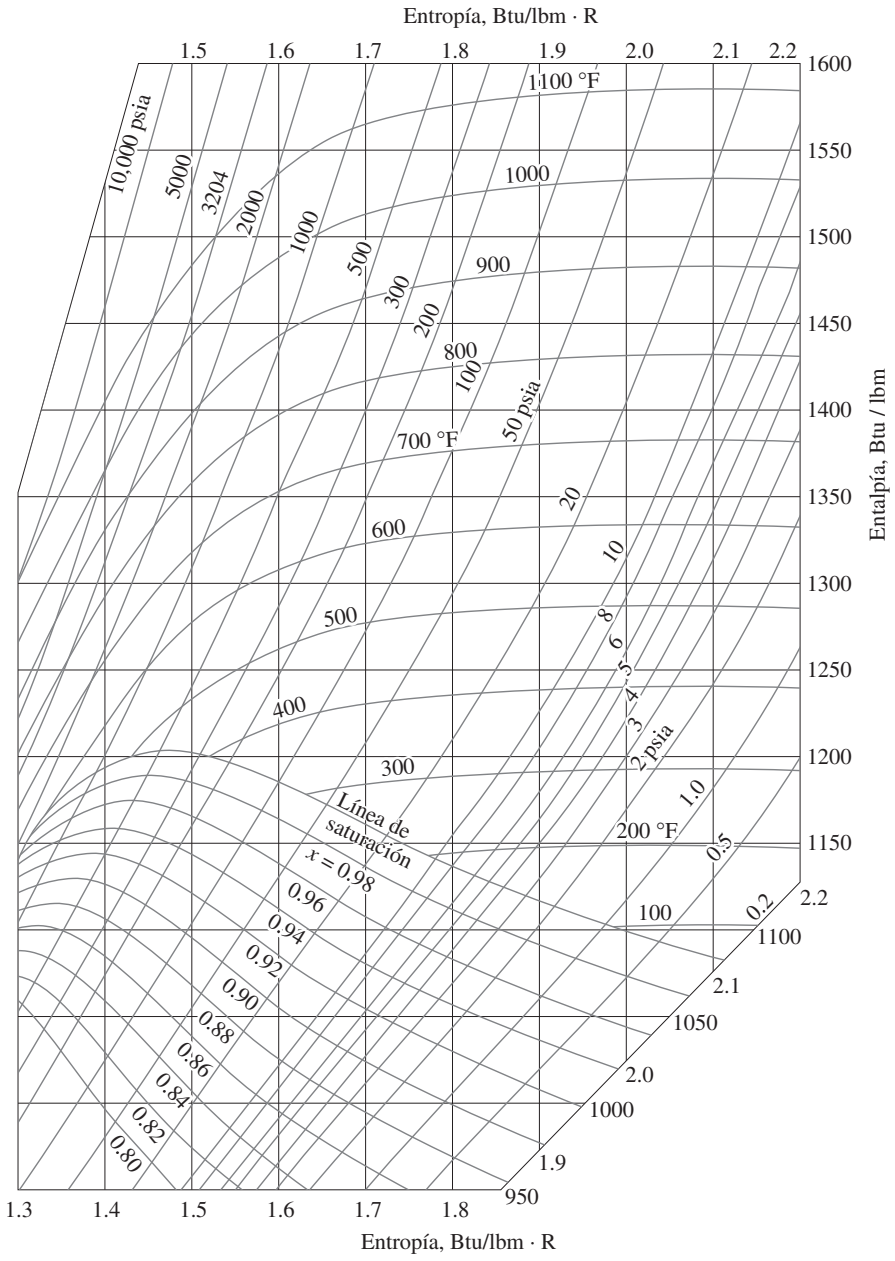


Figura A-10E

Diagrama de Mollier para el agua.

Fuente: Joseph H. Keenan, Frederick G. Keyes, Philip G. Hill y Joan G. Moore, Steam Tables*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1969.*

Tabla A-11E

Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura

		Volumen específico, pie³/lbm		*Energía interna,* Btu/lbm			*Entalpía,* Btu/lbm			*Entropía,* Btu/lbm · R		
Temp., T °F	Pres. sat., P_{sat} psia	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
−40	7.432	0.01130	5.7769	−0.016	89.174	89.16	0.000	97.104	97.10	0.00000	0.23136	0.23136
−35	8.581	0.01136	5.0489	1.483	88.360	89.84	1.501	96.360	97.86	0.00355	0.22689	0.23044
−30	9.869	0.01143	4.4286	2.987	87.542	90.53	3.008	95.608	98.62	0.00707	0.22250	0.22957
−25	11.306	0.01149	3.8980	4.497	86.717	91.21	4.522	94.849	99.37	0.01057	0.21819	0.22876
−20	12.906	0.01156	3.4424	6.014	85.887	91.90	6.041	94.080	100.12	0.01404	0.21396	0.22800
−15	14.680	0.01163	3.0495	7.536	85.050	92.59	7.568	93.303	100.87	0.01748	0.20981	0.22729
−10	16.642	0.01170	2.7097	9.065	84.206	93.27	9.102	92.515	101.62	0.02090	0.20572	0.22662
−5	18.806	0.01178	2.4146	10.601	83.355	93.96	10.642	91.717	102.36	0.02430	0.20171	0.22600
0	21.185	0.01185	2.1575	12.143	82.496	94.64	12.190	90.907	103.10	0.02767	0.19775	0.22542
5	23.793	0.01193	1.9328	13.693	81.628	95.32	13.745	90.085	103.83	0.03103	0.19385	0.22488
10	26.646	0.01200	1.7358	15.249	80.751	96.00	15.308	89.251	104.56	0.03436	0.19001	0.22437
15	29.759	0.01208	1.5625	16.813	79.865	96.68	16.879	88.403	105.28	0.03767	0.18623	0.22390
20	33.147	0.01216	1.4097	18.384	78.969	97.35	18.459	87.541	106.00	0.04097	0.18249	0.22345
25	36.826	0.01225	1.2746	19.963	78.062	98.03	20.047	86.665	106.71	0.04424	0.17880	0.22304
30	40.813	0.01233	1.1548	21.550	77.144	98.69	21.643	85.772	107.42	0.04750	0.17515	0.22265
35	45.124	0.01242	1.0482	23.145	76.214	99.36	23.249	84.863	108.11	0.05074	0.17154	0.22228
40	49.776	0.01251	0.95323	24.749	75.272	100.02	24.864	83.937	108.80	0.05397	0.16797	0.22194
45	54.787	0.01261	0.86837	26.361	74.317	100.68	26.489	82.993	109.48	0.05718	0.16443	0.22162
50	60.175	0.01270	0.79236	27.983	73.347	101.33	28.124	82.029	110.15	0.06038	0.16093	0.22131
55	65.957	0.01280	0.72414	29.614	72.363	101.98	29.770	81.046	110.82	0.06357	0.15746	0.22103
60	72.152	0.01290	0.66277	31.254	71.364	102.62	31.426	80.041	111.47	0.06674	0.15401	0.22075
65	78.780	0.01301	0.60744	32.904	70.348	103.25	33.094	79.014	112.11	0.06991	0.15058	0.22049
70	85.858	0.01311	0.55746	34.565	69.315	103.88	34.773	77.964	112.74	0.07306	0.14718	0.22024
75	93.408	0.01323	0.51222	36.237	68.264	104.50	36.465	76.889	113.35	0.07621	0.14379	0.22000
80	101.45	0.01334	0.47119	37.920	67.193	105.11	38.170	75.788	113.96	0.07934	0.14042	0.21976
85	110.00	0.01346	0.43391	39.614	66.102	105.72	39.888	74.660	114.55	0.08247	0.13706	0.21953
90	119.08	0.01359	0.39997	41.321	64.989	106.31	41.620	73.503	115.12	0.08560	0.13371	0.21931
95	128.72	0.01372	0.36902	43.041	63.852	106.89	43.367	72.315	115.68	0.08872	0.13036	0.21908
100	138.93	0.01386	0.34074	44.774	62.690	107.46	45.130	71.094	116.22	0.09183	0.12702	0.21885
105	149.73	0.01400	0.31486	46.521	61.501	108.02	46.909	69.838	116.75	0.09495	0.12367	0.21862
110	161.16	0.01415	0.29113	48.284	60.284	108.57	48.706	68.544	117.25	0.09806	0.12031	0.21838
115	173.23	0.01430	0.26933	50.063	59.035	109.10	50.521	67.210	117.73	0.10118	0.11694	0.21813
120	185.96	0.01446	0.24928	51.858	57.753	109.61	52.356	65.833	118.19	0.10430	0.11356	0.21786
130	213.53	0.01482	0.21373	55.505	55.075	110.58	56.091	62.935	119.03	0.11056	0.10672	0.21728
140	244.06	0.01522	0.18331	59.237	52.221	111.46	59.925	59.813	119.74	0.11686	0.09973	0.21660
150	277.79	0.01567	0.15707	63.070	49.151	112.22	63.875	56.419	120.29	0.12324	0.09253	0.21577
160	314.94	0.01619	0.13423	67.022	45.811	112.83	67.965	52.690	120.66	0.12971	0.08502	0.21473
170	355.80	0.01682	0.11413	71.139	42.101	113.24	72.246	48.509	120.75	0.13637	0.07703	0.21340
180	400.66	0.01759	0.09619	75.464	37.893	113.36	76.768	43.721	120.49	0.14327	0.06834	0.21161
190	449.90	0.01861	0.07982	80.093	32.929	113.02	81.642	38.025	119.67	0.15057	0.05852	0.20909
200	504.00	0.02010	0.06441	85.297	26.629	111.93	87.172	30.761	117.93	0.15872	0.04662	0.20534
210	563.76	0.02309	0.04722	91.993	16.498	108.49	94.402	19.015	113.42	0.16924	0.02839	0.19763

Fuente: Las tablas A-11E a A-13E se generaron utilizando el programa para resolver ecuaciones de ingeniería (EES) desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. La rutina utilizada en los cálculos es el R134a, el cual está basado en la ecuación fundamental de estado desarrollada por R. Tillner-Roth y H. D. Baehr, "An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties de 1,1,1,2-Tetrafluoretano (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and pressures up to 70 MPa", *J. Phys. Chem, Ref. Data*, vol. 23, núm. 5, 1994. Los valores de entalpía y entropía para el líquido saturado son cero a –40 °C (y –40 °F).

Tabla A-12E

Refrigerante 134a saturado.Tabla de presión

		Volumen específico, pie³/lbm		*Energía interna,* Btu/lbm			*Entalpía,* Btu/lbm			*Entropía,* Btu/lbm · R		
Pres., *P* psia	Temp. sat., T_{sat} °F	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
5	−53.09	0.01113	8.3740	−3.914	91.283	87.37	−3.903	99.021	95.12	−0.00944	0.24353	0.23409
10	−29.52	0.01143	4.3740	3.132	87.463	90.59	3.153	95.536	98.69	0.00741	0.22208	0.22949
15	−14.15	0.01164	2.9882	7.796	84.907	92.70	7.828	93.170	101.00	0.01806	0.20911	0.22717
20	−2.43	0.01181	2.2781	11.393	82.915	94.31	11.436	91.302	102.74	0.02603	0.19967	0.22570
25	7.17	0.01196	1.8442	14.367	81.249	95.62	14.422	89.725	104.15	0.03247	0.19218	0.22465
30	15.37	0.01209	1.5506	16.929	79.799	96.73	16.996	88.340	105.34	0.03792	0.18595	0.22386
35	22.57	0.01221	1.3382	19.195	78.504	97.70	19.274	87.093	106.37	0.04265	0.18058	0.22324
40	29.01	0.01232	1.1773	21.236	77.326	98.56	21.327	85.950	107.28	0.04686	0.17586	0.22272
45	34.86	0.01242	1.0510	23.101	76.240	99.34	23.205	84.889	108.09	0.05065	0.17164	0.22229
50	40.23	0.01252	0.94909	24.824	75.228	100.05	24.939	83.894	108.83	0.05412	0.16780	0.22192
55	45.20	0.01261	0.86509	26.428	74.277	100.70	26.556	82.954	109.51	0.05732	0.16429	0.22160
60	49.84	0.01270	0.79462	27.932	73.378	101.31	28.073	82.060	110.13	0.06028	0.16104	0.22132
65	54.20	0.01278	0.73462	29.351	72.523	101.87	29.505	81.205	110.71	0.06306	0.15801	0.22107
70	58.30	0.01287	0.68290	30.696	71.705	102.40	30.862	80.385	111.25	0.06567	0.15518	0.22084
75	62.19	0.01295	0.63784	31.975	70.921	102.90	32.155	79.594	111.75	0.06813	0.15251	0.22064
80	65.89	0.01303	0.59822	33.198	70.167	103.36	33.391	78.830	112.22	0.07047	0.14998	0.22045
85	69.41	0.01310	0.56309	34.369	69.438	103.81	34.575	78.089	112.66	0.07269	0.14758	0.22027
90	72.78	0.01318	0.53173	35.494	68.733	104.23	35.713	77.369	113.08	0.07481	0.14529	0.22011
95	76.02	0.01325	0.50356	36.577	68.048	104.63	36.810	76.668	113.48	0.07684	0.14311	0.21995
100	79.12	0.01332	0.47811	37.623	67.383	105.01	37.870	75.984	113.85	0.07879	0.14101	0.21981
110	85.00	0.01346	0.43390	39.614	66.102	105.72	39.888	74.660	114.55	0.08247	0.13706	0.21953
120	90.49	0.01360	0.39681	41.489	64.878	106.37	41.791	73.388	115.18	0.08590	0.13338	0.21928
130	95.64	0.01374	0.36523	43.263	63.704	106.97	43.594	72.159	115.75	0.08912	0.12993	0.21905
140	100.51	0.01387	0.33800	44.951	62.570	107.52	45.311	70.967	116.28	0.09215	0.12668	0.21883
150	105.12	0.01400	0.31426	46.563	61.473	108.04	46.952	69.807	116.76	0.09502	0.12359	0.21861
160	109.50	0.01413	0.29339	48.109	60.406	108.51	48.527	68.674	117.20	0.09776	0.12064	0.21840
170	113.69	0.01426	0.27487	49.595	59.366	108.96	50.043	67.564	117.61	0.10036	0.11783	0.21819
180	117.69	0.01439	0.25833	51.027	58.349	109.38	51.507	66.475	117.98	0.10286	0.11513	0.21799
190	121.53	0.01452	0.24346	52.412	57.353	109.76	52.922	65.402	118.32	0.10526	0.11252	0.21778
200	125.22	0.01464	0.23001	53.753	56.375	110.13	54.295	64.345	118.64	0.10757	0.11000	0.21757
220	132.21	0.01490	0.20662	56.321	54.462	110.78	56.927	62.267	119.19	0.11195	0.10519	0.21714
240	138.73	0.01516	0.18694	58.757	52.596	111.35	59.430	60.225	119.65	0.11606	0.10063	0.21669
260	144.85	0.01543	0.17012	61.082	50.763	111.84	61.824	58.205	120.03	0.11994	0.09627	0.21622
280	150.62	0.01570	0.15555	63.313	48.951	112.26	64.126	56.197	120.32	0.12364	0.09207	0.21571
300	156.09	0.01598	0.14279	65.460	47.154	112.61	66.347	54.195	120.54	0.12717	0.08800	0.21517
350	168.64	0.01672	0.11673	70.567	42.632	113.20	71.651	49.109	120.76	0.13545	0.07815	0.21360
400	179.86	0.01758	0.09643	75.401	37.957	113.36	76.702	43.794	120.50	0.14317	0.06847	0.21164
450	190.02	0.01860	0.07979	80.112	32.909	113.02	81.662	38.003	119.67	0.15060	0.05849	0.20909
500	199.29	0.01997	0.06533	84.900	27.096	112.00	86.748	31.292	118.04	0.15810	0.04748	0.20558

Tabla A-13E

Refrigerante 134a sobrecalentado

T °F	v pie^3/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v pie^3/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v pie^3/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R
	P = 10 psia (T_{sat} = −29.52 °F)				P = 15 psia (T_{sat} = −14.15 °F)				P = 20 psia (T_{sat} = −2.43 °F)			
Sat.	4.3740	90.59	98.69	0.22949	2.9882	92.70	101.00	0.22717	2.2781	94.31	102.74	0.22570
−20	4.4856	92.14	100.44	0.23351								
0	4.7135	95.42	104.14	0.24175	3.1001	95.08	103.69	0.23312	2.2922	94.73	103.21	0.22673
20	4.9380	98.77	107.91	0.24978	3.2551	98.49	107.52	0.24129	2.4130	98.19	107.12	0.23506
40	5.1600	102.21	111.76	0.25763	3.4074	101.96	111.42	0.24924	2.5306	101.71	111.07	0.24313
60	5.3802	105.73	115.68	0.26533	3.5577	105.51	115.38	0.25702	2.6461	105.29	115.08	0.25099
80	5.5989	109.33	119.69	0.27290	3.7064	109.14	119.42	0.26465	2.7600	108.94	119.15	0.25868
100	5.8165	113.02	123.78	0.28035	3.8540	112.85	123.54	0.27214	2.8726	112.67	123.30	0.26623
120	6.0331	116.80	127.96	0.28768	4.0006	116.64	127.75	0.27952	2.9842	116.48	127.53	0.27364
140	6.2490	120.66	132.23	0.29492	4.1464	120.52	132.03	0.28678	3.0950	120.38	131.83	0.28094
160	6.4642	124.62	136.58	0.30205	4.2915	124.49	136.40	0.29395	3.2051	124.35	136.22	0.28814
180	6.6789	128.66	141.01	0.30910	4.4361	128.53	140.85	0.30102	3.3146	128.41	140.68	0.29523
200	6.8930	132.78	145.54	0.31606	4.5802	132.67	145.38	0.30800	3.4237	132.56	145.23	0.30223
220	7.1068	136.99	150.14	0.32293	4.7239	136.89	150.00	0.31489	3.5324	136.78	149.86	0.30914
	P = 30 psia (T_{sat} = 15.37 °F)				P = 40 psia (T_{sat} = 29.01 °F)				P = 50 psia (T_{sat} = 40.23 °F)			
Sat.	1.5506	96.73	105.34	0.22386	1.1773	98.56	107.28	0.22272	0.9491	100.05	108.83	0.22192
20	1.5691	97.56	106.27	0.22583								
40	1.6528	101.18	110.35	0.23416	1.2126	100.61	109.59	0.22740				
60	1.7338	104.83	114.45	0.24220	1.2768	104.35	113.80	0.23567	1.0019	103.85	113.12	0.23033
80	1.8130	108.54	118.60	0.25003	1.3389	108.12	118.03	0.24365	1.0540	107.69	117.44	0.23849
100	1.8908	112.31	122.81	0.25769	1.3995	111.94	122.30	0.25142	1.1043	111.56	121.78	0.24639
120	1.9675	116.16	127.08	0.26519	1.4588	115.83	126.63	0.25902	1.1534	115.49	126.16	0.25408
140	2.0434	120.08	131.43	0.27256	1.5173	119.79	131.02	0.26646	1.2015	119.48	130.60	0.26160
160	2.1185	124.09	135.85	0.27981	1.5750	123.82	135.47	0.27377	1.2488	123.54	135.09	0.26898
180	2.1931	128.17	140.34	0.28695	1.6321	127.92	140.00	0.28096	1.2955	127.67	139.66	0.27622
200	2.2671	132.33	144.92	0.29399	1.6887	132.10	144.60	0.28805	1.3416	131.87	144.29	0.28335
220	2.3408	136.58	149.57	0.30094	1.7449	136.37	149.28	0.29503	1.3873	136.15	148.99	0.29037
240	2.4141	140.90	154.30	0.30780	1.8007	140.70	154.03	0.30192	1.4326	140.51	153.76	0.29730
260	2.4871	145.30	159.11	0.31458	1.8562	145.12	158.86	0.30873	1.4776	144.94	158.61	0.30413
280	2.5598	149.79	164.00	0.32128	1.9114	149.62	163.77	0.31545	1.5223	149.45	163.53	0.31087
	P = 60 psia (T_{sat} = 49.84 °F)				P = 70 psia (T_{sat} = 58.30 °F)				P = 80 psia (T_{sat} = 65.89 °F)			
Sat.	0.7946	101.31	110.13	0.22132	0.6829	102.40	111.25	0.22084	0.5982	103.36	112.22	0.22045
60	0.8179	103.31	112.39	0.22572	0.6857	102.74	111.62	0.22157				
80	0.8636	107.24	116.82	0.23408	0.7271	106.77	116.18	0.23018	0.6243	106.27	115.51	0.22663
100	0.9072	111.17	121.24	0.24212	0.7662	110.77	120.69	0.23838	0.6601	110.35	120.12	0.23501
120	0.9495	115.14	125.69	0.24992	0.8037	114.79	125.20	0.24630	0.6941	114.43	124.70	0.24305
140	0.9908	119.17	130.17	0.25753	0.8401	118.86	129.74	0.25399	0.7270	118.53	129.29	0.25084
160	1.0312	123.26	134.71	0.26497	0.8756	122.98	134.32	0.26151	0.7589	122.69	133.92	0.25843
180	1.0709	127.42	139.31	0.27227	0.9105	127.16	138.95	0.26886	0.7900	126.89	138.59	0.26585
200	1.1101	131.64	143.97	0.27945	0.9447	131.40	143.64	0.27608	0.8206	131.17	143.31	0.27312
220	1.1489	135.94	148.69	0.28651	0.9785	135.72	148.40	0.28318	0.8507	135.50	148.09	0.28026
240	1.1872	140.31	153.49	0.29346	1.0118	140.11	153.22	0.29017	0.8803	139.91	152.94	0.28728
260	1.2252	144.76	158.36	0.30032	1.0449	144.57	158.10	0.29706	0.9096	144.38	157.85	0.29420
280	1.2629	149.28	163.30	0.30709	1.0776	149.10	163.06	0.30386	0.9386	148.93	162.82	0.30102
300	1.3004	153.88	168.31	0.31378	1.1101	153.71	168.09	0.31057	0.9674	153.55	167.87	0.30775
320	1.3377	158.55	173.40	0.32039	1.1424	158.40	173.20	0.31720	0.9959	158.25	172.99	0.31440

Tabla A-13E

Refrigerante 134a sobrecalentado (*conclusión*)

T °F	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R
	P = 90 psia (T_{sat} = 72.78 °F)				P = 100 psia (T_{sat} = 79.12 °F)				P = 120 psia (T_{sat} = 90.49 °F)			
Sat.	0.53173	104.23	113.08	0.22011	0.47811	105.01	113.85	0.21981	0.39681	106.37	115.18	0.21928
80	0.54388	105.75	114.81	0.22332	0.47906	105.19	114.06	0.22018				
100	0.57729	109.91	119.53	0.23191	0.51076	109.46	118.91	0.22902	0.41013	108.49	117.59	0.22364
120	0.60874	114.05	124.19	0.24009	0.54022	113.66	123.66	0.23735	0.43692	112.85	122.55	0.23234
140	0.63885	118.20	128.84	0.24799	0.56821	117.86	128.38	0.24535	0.46190	117.16	127.42	0.24059
160	0.66796	122.39	133.51	0.25565	0.59513	122.09	133.10	0.25310	0.48563	121.47	132.25	0.24853
180	0.69629	126.63	138.22	0.26313	0.62122	126.36	137.85	0.26065	0.50844	125.80	137.09	0.25621
200	0.72399	130.92	142.98	0.27045	0.64667	130.68	142.64	0.26802	0.53054	130.18	141.96	0.26370
220	0.75119	135.28	147.79	0.27763	0.67158	135.05	147.48	0.27525	0.55206	134.60	146.86	0.27102
240	0.77796	139.70	152.66	0.28469	0.69605	139.50	152.38	0.28234	0.57312	139.08	151.80	0.27819
260	0.80437	144.19	157.59	0.29164	0.72016	144.00	157.33	0.28932	0.59379	143.62	156.80	0.28523
280	0.83048	148.75	162.58	0.29849	0.74396	148.58	162.34	0.29620	0.61413	148.22	161.86	0.29216
300	0.85633	153.39	167.65	0.30524	0.76749	153.22	167.42	0.30297	0.63420	152.89	166.97	0.29898
320	0.88195	158.09	172.78	0.31191	0.79079	157.94	172.57	0.30966	0.65402	157.62	172.15	0.30571
	P = 140 psia (T_{sat} = 100.51 °F)				P = 160 psia (T_{sat} = 109.50 °F)				P = 180 psia (T_{sat} = 117.69 °F)			
Sat.	0.33800	107.52	116.28	0.21883	0.29339	108.51	117.20	0.21840	0.25833	109.38	117.98	0.21799
120	0.36243	111.97	121.36	0.22775	0.30578	111.01	120.07	0.22339	0.26083	109.95	118.64	0.21912
140	0.38551	116.42	126.40	0.23630	0.32774	115.63	125.33	0.23232	0.28231	114.78	124.18	0.22852
160	0.40711	120.82	131.37	0.24444	0.34790	120.14	130.44	0.24070	0.30154	119.43	129.47	0.23720
180	0.42766	125.23	136.31	0.25229	0.36686	124.63	135.49	0.24872	0.31936	124.01	134.65	0.24542
200	0.44743	129.66	141.25	0.25990	0.38494	129.13	140.52	0.25647	0.33619	128.58	139.77	0.25332
220	0.46657	134.13	146.22	0.26731	0.40234	133.65	145.56	0.26399	0.35228	133.16	144.89	0.26095
240	0.48522	138.65	151.22	0.27457	0.41921	138.21	150.62	0.27133	0.36779	137.76	150.01	0.26838
260	0.50345	143.22	156.26	0.28168	0.43564	142.82	155.72	0.27851	0.38284	142.41	155.16	0.27564
280	0.52134	147.85	161.36	0.28866	0.45171	147.48	160.86	0.28555	0.39751	147.11	160.35	0.28275
300	0.53895	152.55	166.51	0.29553	0.46748	152.21	166.05	0.29248	0.41186	151.86	165.58	0.28972
320	0.55630	157.31	171.72	0.30230	0.48299	156.99	171.29	0.29929	0.42594	156.67	170.85	0.29658
340	0.57345	162.14	176.99	0.30898	0.49828	161.84	176.59	0.30600	0.43980	161.53	176.18	0.30333
360	0.59041	167.03	182.33	0.31557	0.51338	166.75	181.95	0.31262	0.45347	166.47	181.57	0.30998
	P = 200 psia (T_{sat} = 125.22 °F)				P = 300 psia (T_{sat} = 156.09 °F)				P = 400 psia (T_{sat} = 179.86 °F)			
Sat.	0.23001	110.13	118.64	0.21757	0.14279	112.61	120.54	0.21517	0.09643	113.36	120.50	0.21164
140	0.24541	113.86	122.94	0.22483								
160	0.26412	118.67	128.44	0.23386	0.14656	113.82	121.96	0.21747				
180	0.28115	123.36	133.77	0.24231	0.16355	119.53	128.61	0.22803	0.09658	113.42	120.56	0.21174
200	0.29704	128.01	139.00	0.25037	0.17776	124.79	134.66	0.23734	0.11440	120.53	128.99	0.22473
220	0.31212	132.65	144.20	0.25813	0.19044	129.86	140.43	0.24596	0.12746	126.45	135.88	0.23502
240	0.32658	137.31	149.39	0.26566	0.20211	134.83	146.05	0.25412	0.13853	131.96	142.21	0.24420
260	0.34054	141.99	154.60	0.27300	0.21306	139.77	151.60	0.26193	0.14844	137.27	148.26	0.25272
280	0.35410	146.73	159.83	0.28017	0.22347	144.71	157.11	0.26949	0.15756	142.48	154.15	0.26079
300	0.36733	151.50	165.10	0.28720	0.23346	149.66	162.62	0.27683	0.16611	147.65	159.95	0.26853
320	0.38029	156.34	170.41	0.29410	0.24310	154.63	168.13	0.28399	0.17423	152.81	165.71	0.27601
340	0.39300	161.23	175.77	0.30089	0.25246	159.65	173.66	0.29100	0.18201	157.97	171.45	0.28328
360	0.40552	166.18	181.19	0.30758	0.26159	164.71	179.23	0.29788	0.18951	163.16	177.19	0.29037

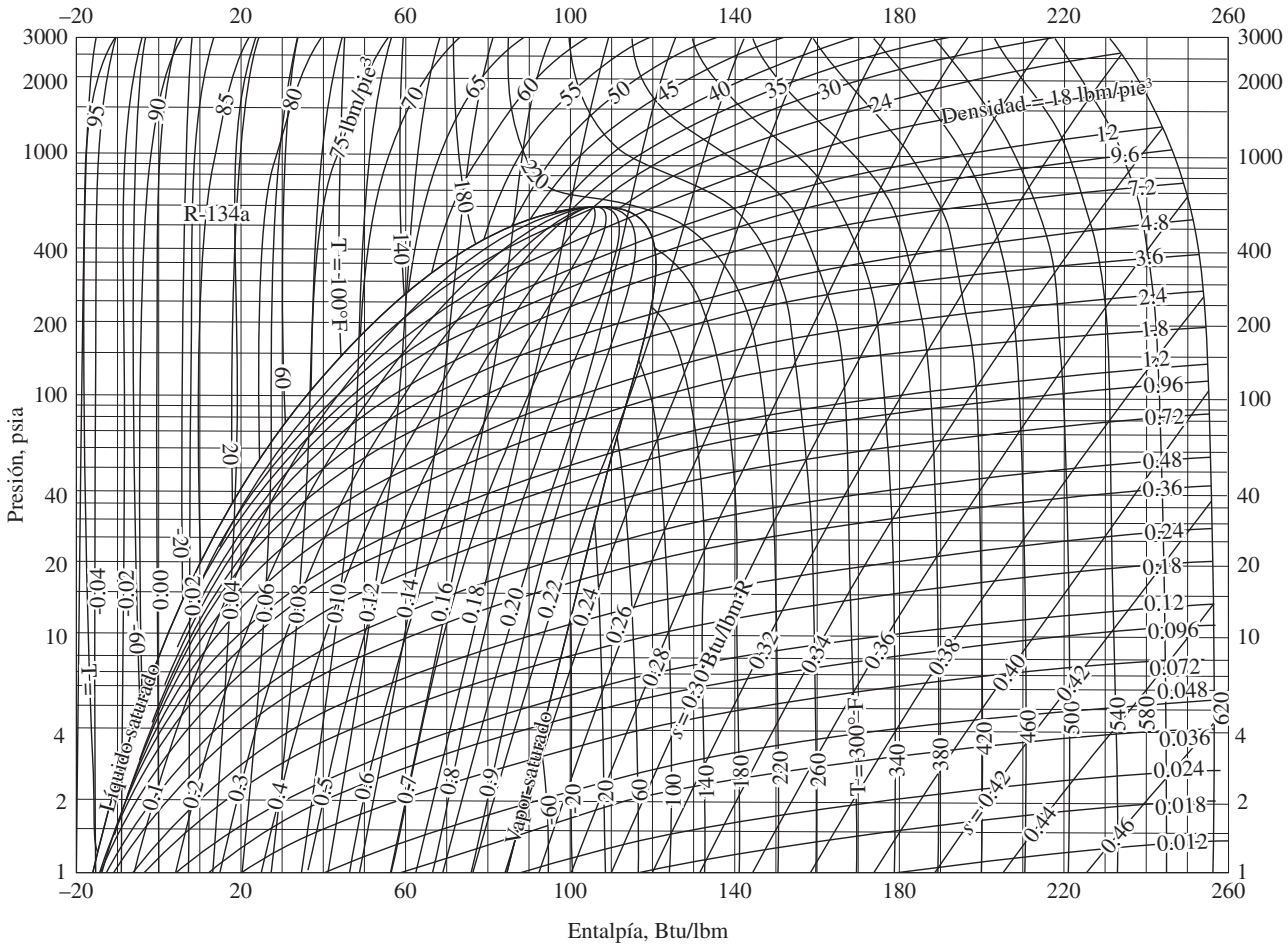


FIGURA A-14E

Diagrama *P-h* para el refrigerante 134a.

Reimpreso con autorización de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia.

Tabla A-16E

Propiedades de la atmósfera a gran altitud

Altitud, pies	Temperatura, °F	Presión, psia	Gravedad, g, pie/s^2	Velocidad del sonido, pie/s	Densidad, lbm/pie^3	Viscosidad μ, lbm/pie · s	Conductividad térmica, Btu/h · pie · R
0	59.00	14.7	32.174	1116	0.07647	1.202×10^{-5}	0.0146
500	57.22	14.4	32.173	1115	0.07536	1.199×10^{-5}	0.0146
1000	55.43	14.2	32.171	1113	0.07426	1.196×10^{-5}	0.0146
1500	53.65	13.9	32.169	1111	0.07317	1.193×10^{-5}	0.0145
2000	51.87	13.7	32.168	1109	0.07210	1.190×10^{-5}	0.0145
2500	50.09	13.4	32.166	1107	0.07104	1.186×10^{-5}	0.0144
3000	48.30	13.2	32.165	1105	0.06998	1.183×10^{-5}	0.0144
3500	46.52	12.9	32.163	1103	0.06985	1.180×10^{-5}	0.0143
4000	44.74	12.7	32.162	1101	0.06792	1.177×10^{-5}	0.0143
4500	42.96	12.5	32.160	1099	0.06690	1.173×10^{-5}	0.0142
5000	41.17	12.2	32.159	1097	0.06590	1.170×10^{-5}	0.0142
5500	39.39	12.0	32.157	1095	0.06491	1.167×10^{-5}	0.0141
6000	37.61	11.8	32.156	1093	0.06393	1.164×10^{-5}	0.0141
6500	35.83	11.6	32.154	1091	0.06296	1.160×10^{-5}	0.0141
7000	34.05	11.3	32.152	1089	0.06200	1.157×10^{-5}	0.0140
7500	32.26	11.1	32.151	1087	0.06105	1.154×10^{-5}	0.0140
8000	30.48	10.9	32.149	1085	0.06012	1.150×10^{-5}	0.0139
8500	28.70	10.7	32.148	1083	0.05919	1.147×10^{-5}	0.0139
9000	26.92	10.5	32.146	1081	0.05828	1.144×10^{-5}	0.0138
9500	25.14	10.3	32.145	1079	0.05738	1.140×10^{-5}	0.0138
10,000	23.36	10.1	32.145	1077	0.05648	1.137×10^{-5}	0.0137
11,000	19.79	9.72	32.140	1073	0.05473	1.130×10^{-5}	0.0136
12,000	16.23	9.34	32.137	1069	0.05302	1.124×10^{-5}	0.0136
13,000	12.67	8.99	32.134	1065	0.05135	1.117×10^{-5}	0.0135
14,000	9.12	8.63	32.131	1061	0.04973	1.110×10^{-5}	0.0134
15,000	5.55	8.29	32.128	1057	0.04814	1.104×10^{-5}	0.0133
16,000	+1.99	7.97	32.125	1053	0.04659	1.097×10^{-5}	0.0132
17,000	−1.58	7.65	32.122	1049	0.04508	1.090×10^{-5}	0.0132
18,000	−5.14	7.34	32.119	1045	0.04361	1.083×10^{-5}	0.0130
19,000	−8.70	7.05	32.115	1041	0.04217	1.076×10^{-5}	0.0129
20,000	−12.2	6.76	32.112	1037	0.04077	1.070×10^{-5}	0.0128
22,000	−19.4	6.21	32.106	1029	0.03808	1.056×10^{-5}	0.0126
24,000	−26.5	5.70	32.100	1020	0.03553	1.042×10^{-5}	0.0124
26,000	−33.6	5.22	32.094	1012	0.03311	1.028×10^{-5}	0.0122
28,000	−40.7	4.78	32.088	1003	0.03082	1.014×10^{-5}	0.0121
30,000	−47.8	4.37	32.082	995	0.02866	1.000×10^{-5}	0.0119
32,000	−54.9	3.99	32.08	987	0.02661	0.986×10^{-5}	0.0117
34,000	−62.0	3.63	32.07	978	0.02468	0.971×10^{-5}	0.0115
36,000	−69.2	3.30	32.06	969	0.02285	0.956×10^{-5}	0.0113
38,000	−69.7	3.05	32.06	968	0.02079	0.955×10^{-5}	0.0113
40,000	−69.7	2.73	32.05	968	0.01890	0.955×10^{-5}	0.0113
45,000	−69.7	2.148	32.04	968	0.01487	0.955×10^{-5}	0.0113
50,000	−69.7	1.691	32.02	968	0.01171	0.955×10^{-5}	0.0113
55,000	−69.7	1.332	32.00	968	0.00922	0.955×10^{-5}	0.0113
60,000	−69.7	1.048	31.99	968	0.00726	0.955×10^{-5}	0.0113

Fuente: U.S. Standard Atmosphere Supplements. Oficina de Impresiones del Gobierno de Estados Unidos, 1966. Basadas en las condiciones medias anuales a una latitud de 45° y una variación de acuerdo con la época del año y con los patrones del clima. Las condiciones al nivel del mar ($z = 0$) se consideran como $P = 14.696$ psia, $T = 59$ °F, $\rho = 0.076474$ lbm/pie^3, $g = 32.1741$ pie^2/s.

Tabla A-17E

Propiedades de gas ideal del aire

T R	h Btu/lbm	P_r	u Btu/lbm	v_r	s° Btu/lbm · R	T R	h Btu/lbm	P_r	u Btu/lbm	v_r	s° Btu/lbm · R
360	85.97	0.3363	61.29	396.6	0.50369	1600	395.74	71.13	286.06	8.263	0.87130
380	90.75	0.4061	64.70	346.6	0.51663	1650	409.13	80.89	296.03	7.556	0.87954
400	95.53	0.4858	68.11	305.0	0.52890	1700	422.59	90.95	306.06	6.924	0.88758
420	100.32	0.5760	71.52	270.1	0.54058	1750	436.12	101.98	316.16	6.357	0.89542
440	105.11	0.6776	74.93	240.6	0.55172	1800	449.71	114.0	326.32	5.847	0.90308
460	109.90	0.7913	78.36	215.33	0.56235	1850	463.37	127.2	336.55	5.388	0.91056
480	114.69	0.9182	81.77	193.65	0.57255	1900	477.09	141.5	346.85	4.974	0.91788
500	119.48	1.0590	85.20	174.90	0.58233	1950	490.88	157.1	357.20	4.598	0.92504
520	124.27	1.2147	88.62	158.58	0.59173	2000	504.71	174.0	367.61	4.258	0.93205
537	128.10	1.3593	91.53	146.34	0.59945	2050	518.71	192.3	378.08	3.949	0.93891
540	129.06	1.3860	92.04	144.32	0.60078	2100	532.55	212.1	388.60	3.667	0.94564
560	133.86	1.5742	95.47	131.78	0.60950	2150	546.54	223.5	399.17	3.410	0.95222
580	138.66	1.7800	98.90	120.70	0.61793	2200	560.59	256.6	409.78	3.176	0.95919
600	143.47	2.005	102.34	110.88	0.62607	2250	574.69	281.4	420.46	2.961	0.96501
620	148.28	2.249	105.78	102.12	0.63395	2300	588.82	308.1	431.16	2.765	0.97123
640	153.09	2.514	109.21	94.30	0.64159	2350	603.00	336.8	441.91	2.585	0.97732
660	157.92	2.801	112.67	87.27	0.64902	2400	617.22	367.6	452.70	2.419	0.98331
680	162.73	3.111	116.12	80.96	0.65621	2450	631.48	400.5	463.54	2.266	0.98919
700	167.56	3.446	119.58	75.25	0.66321	2500	645.78	435.7	474.40	2.125	0.99497
720	172.39	3.806	123.04	70.07	0.67002	2550	660.12	473.3	485.31	1.996	1.00064
740	177.23	4.193	126.51	65.38	0.67665	2600	674.49	513.5	496.26	1.876	1.00623
760	182.08	4.607	129.99	61.10	0.68312	2650	688.90	556.3	507.25	1.765	1.01172
780	186.94	5.051	133.47	57.20	0.68942	2700	703.35	601.9	518.26	1.662	1.01712
800	191.81	5.526	136.97	53.63	0.69558	2750	717.83	650.4	529.31	1.566	1.02244
820	196.69	6.033	140.47	50.35	0.70160	2800	732.33	702.0	540.40	1.478	1.02767
840	201.56	6.573	143.98	47.34	0.70747	2850	746.88	756.7	551.52	1.395	1.03282
860	206.46	7.149	147.50	44.57	0.71323	2900	761.45	814.8	562.66	1.318	1.03788
880	211.35	7.761	151.02	42.01	0.71886	2950	776.05	876.4	573.84	1.247	1.04288
900	216.26	8.411	154.57	39.64	0.72438	3000	790.68	941.4	585.04	1.180	1.04779
920	221.18	9.102	158.12	37.44	0.72979	3050	805.34	1011	596.28	1.118	1.05264
940	226.11	9.834	161.68	35.41	0.73509	3100	820.03	1083	607.53	1.060	1.05741
960	231.06	10.61	165.26	33.52	0.74030	3150	834.75	1161	618.82	1.006	1.06212
980	236.02	11.43	168.83	31.76	0.74540	3200	849.48	1242	630.12	0.955	1.06676
1000	240.98	12.30	172.43	30.12	0.75042	3250	864.24	1328	641.46	0.907	1.07134
1040	250.95	14.18	179.66	27.17	0.76019	3300	879.02	1418	652.81	0.8621	1.07585
1080	260.97	16.28	186.93	24.58	0.76964	3350	893.83	1513	664.20	0.8202	1.08031
1120	271.03	18.60	194.25	22.30	0.77880	3400	908.66	1613	675.60	0.7807	1.08470
1160	281.14	21.18	201.63	20.29	0.78767	3450	923.52	1719	687.04	0.7436	1.08904
1200	291.30	24.01	209.05	18.51	0.79628	3500	938.40	1829	698.48	0.7087	1.09332
1240	301.52	27.13	216.53	16.93	0.80466	3550	953.30	1946	709.95	0.6759	1.09755
1280	311.79	30.55	224.05	15.52	0.81280	3600	968.21	2068	721.44	0.6449	1.10172
1320	322.11	34.31	231.63	14.25	0.82075	3650	983.15	2196	732.95	0.6157	1.10584
1360	332.48	38.41	239.25	13.12	0.82848	3700	998.11	2330	744.48	0.5882	1.10991
1400	342.90	42.88	246.93	12.10	0.83604	3750	1013.1	2471	756.04	0.5621	1.11393
1440	353.37	47.75	254.66	11.17	0.84341	3800	1028.1	2618	767.60	0.5376	1.11791
1480	363.89	53.04	262.44	10.34	0.85062	3850	1043.1	2773	779.19	0.5143	1.12183
1520	374.47	58.78	270.26	9.578	0.85767	3900	1058.1	2934	790.80	0.4923	1.12571
1560	385.08	65.00	278.13	8.890	0.86456	3950	1073.2	3103	802.43	0.4715	1.12955

Tabla A-17E

Propiedades de gas ideal del aire (*conclusión*)

T R	h Btu/lbm	P_r	u Btu/lbm	v_r	s° Btu/lbm · R	T R	h Btu/lbm	P_r	u Btu/lbm	v_r	s° Btu/lbm · R
4000	1088.3	3280	814.06	0.4518	1.13334	4600	1270.4	6089	955.04	0.2799	1.17575
4050	1103.4	3464	825.72	0.4331	1.13709	4700	1300.9	6701	978.73	0.2598	1.18232
4100	1118.5	3656	837.40	0.4154	1.14079	4800	1331.5	7362	1002.5	0.2415	1.18876
4150	1133.6	3858	849.09	0.3985	1.14446	4900	1362.2	8073	1026.3	0.2248	1.19508
4200	1148.7	4067	860.81	0.3826	1.14809	5000	1392.9	8837	1050.1	0.2096	1.20129
4300	1179.0	4513	884.28	0.3529	1.15522	5100	1423.6	9658	1074.0	0.1956	1.20738
4400	1209.4	4997	907.81	0.3262	1.16221	5200	1454.4	10,539	1098.0	0.1828	1.21336
4500	1239.9	5521	931.39	0.3019	1.16905	5300	1485.3	11,481	1122.0	0.1710	1.2192

Nota: Las propiedades P_r (presión relativa) y v_r (volumen específico relativo) son cantidades adimensionales utilizadas en el análisis de procesos isentrópicos y no debe confundirse con las propiedades de presión y volumen específico.

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 1983, pp. 832-833, Tabla A-5. Publicada originalmente en J. H. Keenan y J. Kaye, *Gas Tables*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1948.

Tabla A-18E

Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
300	2,082.0	1,486.2	41.695	1080	7,551.0	5,406.2	50.651
320	2,221.0	1,585.5	42.143	1100	7,695.0	5,510.5	50.783
340	2,360.0	1,684.4	42.564	1120	7,839.3	5,615.2	50.912
360	2,498.9	1,784.0	42.962	1140	7,984.0	5,720.1	51.040
380	2,638.0	1,883.4	43.337	1160	8,129.0	5,825.4	51.167
400	2,777.0	1,982.6	43.694	1180	8,274.4	5,931.0	51.291
420	2,916.1	2,082.0	44.034	1200	8,420.0	6,037.0	51.143
440	3,055.1	2,181.3	44.357	1220	8,566.1	6,143.4	51.534
460	3,194.1	2,280.6	44.665	1240	8,712.6	6,250.1	51.653
480	3,333.1	2,379.9	44.962	1260	8,859.3	6,357.2	51.771
500	3,472.2	2,479.3	45.246	1280	9,006.4	6,464.5	51.887
520	3,611.3	2,578.6	45.519	1300	9,153.9	6,572.3	51.001
537	3,729.5	2,663.1	45.743	1320	9,301.8	6,680.4	52.114
540	3,750.3	2,678.0	45.781	1340	9,450.0	6,788.9	52.225
560	3,889.5	2,777.4	46.034	1360	9,598.6	6,897.8	52.335
580	4,028.7	2,876.9	46.278	1380	9,747.5	7,007.0	52.444
600	4,167.9	2,976.4	46.514	1400	9,896.9	7,116.7	52.551
620	4,307.1	3,075.9	46.742	1420	10,046.6	7,226.7	52.658
640	4,446.4	3,175.5	46.964	1440	10,196.6	7,337.0	52.763
660	4,585.8	3,275.2	47.178	1460	10,347.0	7,447.6	52.867
680	4,725.3	3,374.9	47.386	1480	10,497.8	7,558.7	52.969
700	4,864.9	3,474.8	47.588	1500	10,648.0	7,670.1	53.071
720	5,004.5	3,574.7	47.785	1520	10,800.4	7,781.9	53.171
740	5,144.3	3,674.7	47.977	1540	10,952.2	7,893.9	53.271
760	5,284.1	3,774.9	48.164	1560	11,104.3	8,006.4	53.369
780	5,424.2	3,875.2	48.345	1580	11,256.9	8,119.2	53.465
800	5,564.4	3,975.7	48.522	1600	11,409.7	8,232.3	53.561
820	5,704.7	4,076.3	48.696	1620	11,562.8	8,345.7	53.656
840	5,845.3	4,177.1	48.865	1640	11,716.4	8,459.6	53.751
860	5,985.9	4,278.1	49.031	1660	11,870.2	8,573.6	53.844
880	6,126.9	4,379.4	49.193	1680	12,024.3	8,688.1	53.936
900	6,268.1	4,480.8	49.352	1700	12,178.9	8,802.9	54.028
920	6,409.6	4,582.6	49.507	1720	12,333.7	8,918.0	54.118
940	6,551.2	4,684.5	49.659	1740	12,488.8	9,033.4	54.208
960	6,693.1	4,786.7	49.808	1760	12,644.3	9,149.2	54.297
980	6,835.4	4,889.3	49.955	1780	12,800.2	9,265.3	54.385
1000	6,977.9	4,992.0	50.099	1800	12,956.3	9,381.7	54.472
1020	7,120.7	5,095.1	50.241	1820	13,112.7	9,498.4	54.559
1040	7,263.8	5,198.5	50.380	1840	13,269.5	9,615.5	54.645
1060	7,407.2	5,302.2	50.516	1860	13,426.5	9,732.8	54.729

Tabla A-18E

Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2 (*conclusión*)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
1900	13,742	9,968	54.896	3500	27,016	20,065	59.944
1940	14,058	10,205	55.061	3540	27,359	20,329	60.041
1980	14,375	10,443	55.223	3580	27,703	20,593	60.138
2020	14,694	10,682	55.383	3620	28,046	20,858	60.234
2060	15,013	10,923	55.540	3660	28,391	21,122	60.328
2100	15,334	11,164	55.694	3700	28,735	21,387	60.422
2140	15,656	11,406	55.846	3740	29,080	21,653	60.515
2180	15,978	11,649	55.995	3780	29,425	21,919	60.607
2220	16,302	11,893	56.141	3820	29,771	22,185	60.698
2260	16,626	12,138	56.286	3860	30,117	22,451	60.788
2300	16,951	12,384	56.429	3900	30,463	22,718	60.877
2340	17,277	12,630	56.570	3940	30,809	22,985	60.966
2380	17,604	12,878	56.708	3980	31,156	23,252	61.053
2420	17,392	13,126	56.845	4020	31,503	23,520	61.139
2460	18,260	13,375	56.980	4060	31,850	23,788	61.225
2500	18,590	13,625	57.112	4100	32,198	24,056	61.310
2540	18,919	13,875	57.243	4140	32,546	24,324	61.395
2580	19,250	14,127	57.372	4180	32,894	24,593	61.479
2620	19,582	14,379	57.499	4220	33,242	24,862	61.562
2660	19,914	14,631	57.625	4260	33,591	25,131	61.644
2700	20,246	14,885	57.750	4300	33,940	25,401	61.726
2740	20,580	15,139	57.872	4340	34,289	25,670	61.806
2780	20,914	15,393	57.993	4380	34,638	25,940	61.887
2820	21,248	15,648	58.113	4420	34,988	26,210	61.966
2860	21,584	15,905	58.231	4460	35,338	26,481	62.045
2900	21,920	16,161	58.348	4500	35,688	26,751	62.123
2940	22,256	16,417	58.463	4540	36,038	27,022	62.201
2980	22,593	16,675	58.576	4580	36,389	27,293	62.278
3020	22,930	16,933	58.688	4620	36,739	27,565	62.354
3060	23,268	17,192	58.800	4660	37,090	27,836	62.429
3100	23,607	17,451	58.910	4700	37,441	28,108	62.504
3140	23,946	17,710	59.019	4740	37,792	28,379	62.578
3180	24,285	17,970	59.126	4780	38,144	28,651	62.652
3220	24,625	18,231	59.232	4820	38,495	28,924	62.725
3260	24,965	18,491	59.338	4860	38,847	29,196	62.798
3300	25,306	18,753	59.442	4900	39,199	29,468	62.870
3340	25,647	19,014	59.544	5000	40,080	30,151	63.049
3380	25,989	19,277	59.646	5100	40,962	30,834	63.223
3420	26,331	19,539	59.747	5200	41,844	31,518	63.395
3460	26,673	19,802	59.846	5300	42,728	32,203	63.563

Fuente: Las tablas A-18E a A-23E se adaptaron de Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 1983, pp. 834-844. Originalmente publicadas en J. H. Keenan y J. Kaye, *Gas Tables*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1945.

Tabla A-19E

Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
300	2,073.5	1,477.8	44.927	1080	7,696.8	5,552.1	54.064
320	2,212.6	1,577.1	45.375	1100	7,850.4	5,665.9	54.204
340	2,351.7	1,676.5	45.797	1120	8,004.5	5,780.3	54.343
360	2,490.8	1,775.9	46.195	1140	8,159.1	5,895.2	54.480
380	2,630.0	1,875.3	46.571	1160	8,314.2	6,010.6	54.614
400	2,769.1	1,974.8	46.927	1180	8,469.8	6,126.5	54.748
420	2,908.3	2,074.3	47.267	1200	8,625.8	6,242.8	54.879
440	3,047.5	2,173.8	47.591	1220	8,782.4	6,359.6	55.008
460	3,186.9	2,273.4	47.900	1240	8,939.4	6,476.9	55.136
480	3,326.5	2,373.3	48.198	1260	9,096.7	6,594.5	55.262
500	3,466.2	2,473.2	48.483	1280	9,254.6	6,712.7	55.386
520	3,606.1	2,573.4	48.757	1300	9,412.9	6,831.3	55.508
537	3,725.1	2,658.7	48.982	1320	9,571.9	6,950.2	55.630
540	3,746.2	2,673.8	49.021	1340	9,730.7	7,069.6	55.750
560	3,886.6	2,774.5	49.276	1360	9,890.2	7,189.4	55.867
580	4,027.3	2,875.5	49.522	1380	10,050.1	7,309.6	55.984
600	4,168.3	2,976.8	49.762	1400	10,210.4	7,430.1	56.099
620	4,309.7	3,078.4	49.993	1420	10,371.0	7,551.1	56.213
640	4,451.4	3,180.4	50.218	1440	10,532.0	7,672.4	56.326
660	4,593.5	3,282.9	50.437	1460	10,693.3	7,793.9	56.437
680	4,736.2	3,385.8	50.650	1480	10,855.1	7,916.0	56.547
700	4,879.3	3,489.2	50.858	1500	11,017.1	8,038.3	56.656
720	5,022.9	3,593.1	51.059	1520	11,179.6	8,161.1	56.763
740	5,167.0	3,697.4	51.257	1540	11,342.4	8,284.2	56.869
760	5,311.4	3,802.4	51.450	1560	11,505.4	8,407.4	56.975
780	5,456.4	3,907.5	51.638	1580	11,668.8	8,531.1	57.079
800	5,602.0	4,013.3	51.821	1600	11,832.5	8,655.1	57.182
820	5,748.1	4,119.7	52.002	1620	11,996.6	8,779.5	57.284
840	5,894.8	4,226.6	52.179	1640	12,160.9	8,904.1	57.385
860	6,041.9	4,334.1	52.352	1660	12,325.5	9,029.0	57.484
880	6,189.6	4,442.0	52.522	1680	12,490.4	9,154.1	57.582
900	6,337.9	4,550.6	52.688	1700	12,655.6	9,279.6	57.680
920	6,486.7	4,659.7	52.852	1720	12,821.1	9,405.4	57.777
940	6,636.1	4,769.4	53.012	1740	12,986.9	9,531.5	57.873
960	6,786.0	4,879.5	53.170	1760	13,153.0	9,657.9	57.968
980	6,936.4	4,990.3	53.326	1780	13,319.2	9,784.4	58.062
1000	7,087.5	5,101.6	53.477	1800	13,485.8	9,911.2	58.155
1020	7,238.9	5,213.3	53.628	1820	13,652.5	10,038.2	58.247
1040	7,391.0	5,325.7	53.775	1840	13,819.6	10,165.6	58.339
1060	7,543.6	5,438.6	53.921	1860	13,986.8	10,293.1	58.428

Tabla A-19E

Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2 (*conclusión*)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
1900	14,322	10,549	58.607	3500	28,273	21,323	63.914
1940	14,658	10,806	58.782	3540	28,633	21,603	64.016
1980	14,995	11,063	58.954	3580	28,994	21,884	64.114
2020	15,333	11,321	59.123	3620	29,354	22,165	64.217
2060	15,672	11,581	59.289	3660	29,716	22,447	64.316
2100	16,011	11,841	59.451	3700	30,078	22,730	64.415
2140	16,351	12,101	59.612	3740	30,440	23,013	64.512
2180	16,692	12,363	59.770	3780	30,803	23,296	64.609
2220	17,036	12,625	59.926	3820	31,166	23,580	64.704
2260	17,376	12,888	60.077	3860	31,529	23,864	64.800
2300	17,719	13,151	60.228	3900	31,894	24,149	64.893
2340	18,062	13,416	60.376	3940	32,258	24,434	64.986
2380	18,407	13,680	60.522	3980	32,623	24,720	65.078
2420	18,572	13,946	60.666	4020	32,989	25,006	65.169
2460	19,097	14,212	60.808	4060	33,355	25,292	65.260
2500	19,443	14,479	60.946	4100	33,722	25,580	65.350
2540	19,790	14,746	61.084	4140	34,089	25,867	64.439
2580	20,138	15,014	61.220	4180	34,456	26,155	65.527
2620	20,485	15,282	61.354	4220	34,824	26,144	65.615
2660	20,834	15,551	61.486	4260	35,192	26,733	65.702
2700	21,183	15,821	61.616	4300	35,561	27,022	65.788
2740	21,533	16,091	61.744	4340	35,930	27,312	65.873
2780	21,883	16,362	61.871	4380	36,300	27,602	65.958
2820	22,232	16,633	61.996	4420	36,670	27,823	66.042
2860	22,584	16,905	62.120	4460	37,041	28,184	66.125
2900	22,936	17,177	62.242	4500	37,412	28,475	66.208
2940	23,288	17,450	62.363	4540	37,783	28,768	66.290
2980	23,641	17,723	62.483	4580	38,155	29,060	66.372
3020	23,994	17,997	62.599	4620	38,528	29,353	66.453
3060	24,348	18,271	62.716	4660	38,900	29,646	66.533
3100	24,703	18,546	62.831	4700	39,274	29,940	66.613
3140	25,057	18,822	62.945	4740	39,647	30,234	66.691
3180	25,413	19,098	63.057	4780	40,021	30,529	66.770
3220	25,769	19,374	63.169	4820	40,396	30,824	66.848
3260	26,175	19,651	63.279	4860	40,771	31,120	66.925
3300	26,412	19,928	63.386	4900	41,146	31,415	67.003
3340	26,839	20,206	63.494	5000	42,086	32,157	67.193
3380	27,197	20,485	63.601	5100	43,021	32,901	67.380
3420	27,555	20,763	63.706	5200	43,974	33,648	67.562
3460	27,914	21,043	63.811	5300	44,922	34,397	67.743

Tabla A-20E

Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
300	2,108.2	1,512.4	46.353	1080	9,575.8	7,431.1	58.072
320	2,256.6	1,621.1	46.832	1100	9,802.6	7,618.1	58.281
340	2,407.3	1,732.1	47.289	1120	10,030.6	7,806.4	58.485
360	2,560.5	1,845.6	47.728	1140	10,260.1	7,996.2	58.689
380	2,716.4	1,961.8	48.148	1160	10,490.6	8,187.0	58.889
400	2,874.7	2,080.4	48.555	1180	10,722.3	8,379.0	59.088
420	3,035.7	2,201.7	48.947	1200	10,955.3	8,572.3	59.283
440	3,199.4	2,325.6	49.329	1220	11,189.4	8,766.6	59.477
460	3,365.7	2,452.2	49.698	1240	11,424.6	8,962.1	59.668
480	3,534.7	2,581.5	50.058	1260	11,661.0	9,158.8	59.858
500	3,706.2	2,713.3	50.408	1280	11,898.4	9,356.5	60.044
520	3,880.3	2,847.7	50.750	1300	12,136.9	9,555.3	60.229
537	4,027.5	2,963.8	51.032	1320	12,376.4	9,755.0	60.412
540	4,056.8	2,984.4	51.082	1340	12,617.0	9,955.9	60.593
560	4,235.8	3,123.7	51.408	1360	12,858.5	10,157.7	60.772
580	4,417.2	3,265.4	51.726	1380	13,101.0	10,360.5	60.949
600	4,600.9	3,409.4	52.038	1400	13,344.7	10,564.5	61.124
620	4,786.6	3,555.6	52.343	1420	13,589.1	10,769.2	61.298
640	4,974.9	3,704.0	52.641	1440	13,834.5	10,974.8	61.469
660	5,165.2	3,854.6	52.934	1460	14,080.8	11,181.4	61.639
680	5,357.6	4,007.2	53.225	1480	14,328.0	11,388.9	61.800
700	5,552.0	4,161.9	53.503	1500	14,576.0	11,597.2	61.974
720	5,748.4	4,318.6	53.780	1520	14,824.9	11,806.4	62.138
740	5,946.8	4,477.3	54.051	1540	15,074.7	12,016.5	62.302
760	6,147.0	4,637.9	54.319	1560	15,325.3	12,227.3	62.464
780	6,349.1	4,800.1	54.582	1580	15,576.7	12,439.0	62.624
800	6,552.9	4,964.2	54.839	1600	15,829.0	12,651.6	62.783
820	6,758.3	5,129.9	55.093	1620	16,081.9	12,864.8	62.939
840	6,965.7	5,297.6	55.343	1640	16,335.7	13,078.9	63.095
860	7,174.7	5,466.9	55.589	1660	16,590.2	13,293.7	63.250
880	7,385.3	5,637.7	55.831	1680	16,845.5	13,509.2	63.403
900	7,597.6	5,810.3	56.070	1700	17,101.4	13,725.4	63.555
920	7,811.4	5,984.4	56.305	1720	17,358.1	13,942.4	63.704
940	8,026.8	6,160.1	56.536	1740	17,615.5	14,160.1	63.853
960	8,243.8	6,337.4	56.765	1760	17,873.5	14,378.4	64.001
980	8,462.2	6,516.1	56.990	1780	18,132.2	14,597.4	64.147
1000	8,682.1	6,696.2	57.212	1800	18,391.5	14,816.9	64.292
1020	8,903.4	6,877.8	57.432	1820	18,651.5	15,037.2	64.435
1040	9,126.2	7,060.9	57.647	1840	18,912.2	15,258.2	64.578
1060	9,350.3	7,245.3	57.861	1860	19,173.4	15,479.7	64.719

Tabla A-20E

Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2 (*conclusión*)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
1900	19,698	15,925	64.999	3500	41,965	35,015	73.462
1940	20,224	16,372	65.272	3540	42,543	35,513	73.627
1980	20,753	16,821	65.543	3580	43,121	36,012	73.789
2020	21,284	17,273	65.809	3620	43,701	36,512	73.951
2060	21,818	17,727	66.069	3660	44,280	37,012	74.110
2100	22,353	18,182	66.327	3700	44,861	37,513	74.267
2140	22,890	18,640	66.581	3740	45,442	38,014	74.423
2180	23,429	19,101	66.830	3780	46,023	38,517	74.578
2220	23,970	19,561	67.076	3820	46,605	39,019	74.732
2260	24,512	20,024	67.319	3860	47,188	39,522	74.884
2300	25,056	20,489	67.557	3900	47,771	40,026	75.033
2340	25,602	20,955	67.792	3940	48,355	40,531	75.182
2380	26,150	21,423	68.025	3980	48,939	41,035	75.330
2420	26,699	21,893	68.253	4020	49,524	41,541	75.477
2460	27,249	22,364	68.479	4060	50,109	42,047	75.622
2500	27,801	22,837	68.702	4100	50,695	42,553	75.765
2540	28,355	23,310	68.921	4140	51,282	43,060	75.907
2580	28,910	23,786	69.138	4180	51,868	43,568	76.048
2620	29,465	24,262	69.352	4220	52,456	44,075	76.188
2660	30,023	24,740	69.563	4260	53,044	44,584	76.327
2700	30,581	25,220	69.771	4300	53,632	45,093	76.464
2740	31,141	25,701	69.977	4340	54,221	45,602	76.601
2780	31,702	26,181	70.181	4380	54,810	46,112	76.736
2820	32,264	26,664	70.382	4420	55,400	46,622	76.870
2860	32,827	27,148	70.580	4460	55,990	47,133	77.003
2900	33,392	27,633	70.776	4500	56,581	47,645	77.135
2940	33,957	28,118	70.970	4540	57,172	48,156	77.266
2980	34,523	28,605	71.160	4580	57,764	48,668	77.395
3020	35,090	29,093	71.350	4620	58,356	49,181	77.581
3060	35,659	29,582	71.537	4660	58,948	49,694	77.652
3100	36,228	30,072	71.722	4700	59,541	50,208	77.779
3140	36,798	30,562	71.904	4740	60,134	50,721	77.905
3180	37,369	31,054	72.085	4780	60,728	51,236	78.029
3220	37,941	31,546	72.264	4820	61,322	51,750	78.153
3260	38,513	32,039	72.441	4860	61,916	52,265	78.276
3300	39,087	32,533	72.616	4900	62,511	52,781	78.398
3340	39,661	33,028	72.788	5000	64,000	54,071	78.698
3380	40,236	33,524	72.960	5100	65,491	55,363	78.994
3420	40,812	34,020	73.129	5200	66,984	56,658	79.284
3460	41,388	34,517	73.297	5300	68,471	57,954	79.569

Tabla A-21E

Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
300	2,081.9	1,486.1	43.223	1080	7,571.1	5,426.4	52.203
320	2,220.9	1,585.4	43.672	1100	7,716.8	5,532.3	52.337
340	2,359.9	1,684.7	44.093	1120	7,862.9	5,638.7	52.468
360	2,498.8	1,783.9	44.490	1140	8,009.2	5,745.4	52.598
380	2,637.9	1,883.3	44.866	1160	8,156.1	5,851.5	52.726
400	2,776.9	1,982.6	45.223	1180	8,303.3	5,960.0	52.852
420	2,916.0	2,081.9	45.563	1200	8,450.8	6,067.8	52.976
440	3,055.0	2,181.2	45.886	1220	8,598.8	6,176.0	53.098
460	3,194.0	2,280.5	46.194	1240	8,747.2	6,284.7	53.218
480	3,333.0	2,379.8	46.491	1260	8,896.0	6,393.8	53.337
500	3,472.1	2,479.2	46.775	1280	9,045.0	6,503.1	53.455
520	3,611.2	2,578.6	47.048	1300	9,194.6	6,613.0	53.571
537	3,725.1	2,663.1	47.272	1320	9,344.6	6,723.2	53.685
540	3,750.3	2,677.9	47.310	1340	9,494.8	6,833.7	53.799
560	3,889.5	2,777.4	47.563	1360	9,645.5	6,944.7	53.910
580	4,028.7	2,876.9	47.807	1380	9,796.6	7,056.1	54.021
600	4,168.0	2,976.5	48.044	1400	9,948.1	7,167.9	54.129
620	4,307.4	3,076.2	48.272	1420	10,100.0	7,280.1	54.237
640	4,446.9	3,175.9	48.494	1440	10,252.2	7,392.6	54.344
660	4,586.6	3,275.8	48.709	1460	10,404.8	7,505.4	54.448
680	4,726.2	3,375.8	48.917	1480	10,557.8	7,618.7	54.522
700	4,886.0	3,475.9	49.120	1500	10,711.1	7,732.3	54.665
720	5,006.1	3,576.3	49.317	1520	10,864.9	7,846.4	54.757
740	5,146.4	3,676.9	49.509	1540	11,019.0	7,960.8	54.858
760	5,286.8	3,777.5	49.697	1560	11,173.4	8,075.4	54.958
780	5,427.4	3,878.4	49.880	1580	11,328.2	8,190.5	55.056
800	5,568.2	3,979.5	50.058	1600	11,483.4	8,306.0	55.154
820	5,709.4	4,081.0	50.232	1620	11,638.9	8,421.8	55.251
840	5,850.7	4,182.6	50.402	1640	11,794.7	8,537.9	55.347
860	5,992.3	4,284.5	50.569	1660	11,950.9	8,654.4	55.411
880	6,134.2	4,386.6	50.732	1680	12,107.5	8,771.2	55.535
900	6,276.4	4,489.1	50.892	1700	12,264.3	8,888.3	55.628
920	6,419.0	4,592.0	51.048	1720	12,421.4	9,005.7	55.720
940	6,561.7	4,695.0	51.202	1740	12,579.0	9,123.6	55.811
960	6,704.9	4,798.5	51.353	1760	12,736.7	9,241.6	55.900
980	6,848.4	4,902.3	51.501	1780	12,894.9	9,360.0	55.990
1000	6,992.2	5,006.3	51.646	1800	13,053.2	9,478.6	56.078
1020	7,136.4	5,110.8	51.788	1820	13,212.0	9,597.7	56.166
1040	7,281.0	5,215.7	51.929	1840	13,371.0	9,717.0	56.253
1060	7,425.9	5,320.9	52.067	1860	13,530.2	9,836.5	56.339

Tabla A-21E

Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO (*conclusión*)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
1900	13,850	10,077	56.509	3500	27,262	20,311	61.612
1940	14,170	10,318	56.677	3540	27,608	20,576	61.710
1980	14,492	10,560	56.841	3580	27,954	20,844	61.807
2020	14,815	10,803	57.007	3620	28,300	21,111	61.903
2060	15,139	11,048	57.161	3660	28,647	21,378	61.998
2100	15,463	11,293	57.317	3700	28,994	21,646	62.093
2140	15,789	11,539	57.470	3740	29,341	21,914	62.186
2180	16,116	11,787	57.621	3780	29,688	22,182	62.279
2220	16,443	12,035	57.770	3820	30,036	22,450	62.370
2260	16,722	12,284	57.917	3860	30,384	22,719	62.461
2300	17,101	12,534	58.062	3900	30,733	22,988	62.511
2340	17,431	12,784	58.204	3940	31,082	23,257	62.640
2380	17,762	13,035	58.344	3980	31,431	23,527	62.728
2420	18,093	13,287	58.482	4020	31,780	23,797	62.816
2460	18,426	13,541	58.619	4060	32,129	24,067	62.902
2500	18,759	13,794	58.754	4100	32,479	24,337	62.988
2540	19,093	14,048	58.885	4140	32,829	24,608	63.072
2580	19,427	14,303	59.016	4180	33,179	24,878	63.156
2620	19,762	14,559	59.145	4220	33,530	25,149	63.240
2660	20,098	14,815	59.272	4260	33,880	25,421	63.323
2700	20,434	15,072	59.398	4300	34,231	25,692	63.405
2740	20,771	15,330	59.521	4340	34,582	25,934	63.486
2780	21,108	15,588	59.644	4380	34,934	26,235	63.567
2820	21,446	15,846	59.765	4420	35,285	26,508	63.647
2860	21,785	16,105	59.884	4460	35,637	26,780	63.726
2900	22,124	16,365	60.002	4500	35,989	27,052	63.805
2940	22,463	16,225	60.118	4540	36,341	27,325	63.883
2980	22,803	16,885	60.232	4580	36,693	27,598	63.960
3020	23,144	17,146	60.346	4620	37,046	27,871	64.036
3060	23,485	17,408	60.458	4660	37,398	28,144	64.113
3100	23,826	17,670	60.569	4700	37,751	28,417	64.188
3140	24,168	17,932	60.679	4740	38,104	28,691	64.263
3180	24,510	18,195	60.787	4780	38,457	28,965	64.337
3220	24,853	18,458	60.894	4820	38,811	29,239	64.411
3260	25,196	18,722	61.000	4860	39,164	29,513	64.484
3300	25,539	18,986	61.105	4900	39,518	29,787	64.556
3340	25,883	19,250	61.209	5000	40,403	30,473	64.735
3380	26,227	19,515	61.311	5100	41,289	31,161	64.910
3420	26,572	19,780	61.412	5200	42,176	31,849	65.082
3460	26,917	20,045	61.513	5300	43,063	32,538	65.252

Tabla A-22E

Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
300	2,063.5	1,467.7	27.337	1400	9,673.8	6,893.6	37.883
320	2,189.4	1,553.9	27.742	1500	10,381.5	7,402.7	38.372
340	2,317.2	1,642.0	28.130	1600	11,092.5	7,915.1	38.830
360	2,446.8	1,731.9	28.501	1700	11,807.4	8,431.4	39.264
380	2,577.8	1,823.2	28.856	1800	12,526.8	8,952.2	39.675
400	2,710.2	1,915.8	29.195	1900	13,250.9	9,477.8	40.067
420	2,843.7	2,009.6	29.520	2000	13,980.1	10,008.4	40.441
440	2,978.1	2,104.3	29.833	2100	14,714.5	10,544.2	40.799
460	3,113.5	2,200.0	30.133	2200	15,454.4	11,085.5	41.143
480	3,249.4	2,296.2	20.424	2300	16,199.8	11,632.3	41.475
500	3,386.1	2,393.2	30.703	2400	16,950.6	12,184.5	41.794
520	3,523.2	2,490.6	30.972	2500	17,707.3	12,742.6	42.104
537	3,640.3	2,573.9	31.194	2600	18,469.7	13,306.4	42.403
540	3,660.9	2,588.5	31.232	2700	19,237.8	13,876.0	42.692
560	3,798.8	2,686.7	31.482	2800	20,011.8	14,451.4	42.973
580	3,937.1	2,785.3	31.724	2900	20,791.5	15,032.5	43.247
600	4,075.6	2,884.1	31.959	3000	21,576.9	15,619.3	43.514
620	4,214.3	2,983.1	32.187	3100	22,367.7	16,211.5	43.773
640	4,353.1	3,082.1	32.407	3200	23,164.1	16,809.3	44.026
660	4,492.1	3,181.4	32.621	3300	23,965.5	17,412.1	44.273
680	4,631.1	3,280.7	32.829	3400	24,771.9	18,019.9	44.513
700	4,770.2	3,380.1	33.031	3500	25,582.9	18,632.4	44.748
720	4,909.5	3,479.6	33.226	3600	26,398.5	19,249.4	44.978
740	5,048.8	3,579.2	33.417	3700	27,218.5	19,870.8	45.203
760	5,188.1	3,678.8	33.603	3800	28,042.8	20,496.5	45.423
780	5,327.6	3,778.6	33.784	3900	28,871.1	21,126.2	45.638
800	5,467.1	3,878.4	33.961	4000	29,703.5	21,760.0	45.849
820	5,606.7	3,978.3	34.134	4100	30,539.8	22,397.7	46.056
840	5,746.3	4,078.2	34.302	4200	31,379.8	23,039.2	46.257
860	5,885.9	4,178.0	34.466	4300	32,223.5	23,684.3	46.456
880	6,025.6	4,278.0	34.627	4400	33,070.9	24,333.1	46.651
900	6,165.3	4,378.0	34.784	4500	33,921.6	24,985.2	46.842
920	6,305.1	4,478.1	34.938	4600	34,775.7	25,640.7	47.030
940	6,444.9	4,578.1	35.087	4700	35,633.0	26,299.4	47.215
960	6,584.7	4,678.3	35.235	4800	36,493.4	26,961.2	47.396
980	6,724.6	4,778.4	35.379	4900	35,356.9	27,626.1	47.574
1000	6,864.5	4,878.6	35.520	5000	38,223.3	28,294.0	47.749
1100	7,564.6	5,380.1	36.188	5100	39,092.8	28,964.9	47.921
1200	8,265.8	5,882.8	36.798	5200	39,965.1	29,638.6	48.090
1300	8,968.7	6,387.1	37.360	5300	40,840.2	30,315.1	48.257

Tabla A-23E

Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
300	2,367.6	1,771.8	40.439	1080	8,768.2	6,623.5	50.854
320	2,526.8	1,891.3	40.952	1100	8,942.0	6,757.5	51.013
340	2,686.0	2,010.8	41.435	1120	9,116.4	6,892.2	51.171
360	2,845.1	2,130.2	41.889	1140	9,291.4	7,027.5	51.325
380	3,004.4	2,249.8	42.320	1160	9,467.1	7,163.5	51.478
400	3,163.8	2,369.4	42.728	1180	9,643.4	7,300.1	51.360
420	3,323.2	2,489.1	43.117	1200	9,820.4	7,437.4	51.777
440	3,482.7	2,608.9	43.487	1220	9,998.0	7,575.2	51.925
460	3,642.3	2,728.8	43.841	1240	10,176.1	7,713.6	52.070
480	3,802.0	2,848.8	44.182	1260	10,354.9	7,852.7	52.212
500	3,962.0	2,969.1	44.508	1280	10,534.4	7,992.5	52.354
520	4,122.0	3,089.4	44.821	1300	10,714.5	8,132.9	52.494
537	4,258.0	3,191.9	45.079	1320	10,895.3	8,274.0	52.631
540	4,282.4	3,210.0	45.124	1340	11,076.6	8,415.5	52.768
560	4,442.8	3,330.7	45.415	1360	11,258.7	8,557.9	52.903
580	4,603.7	3,451.9	45.696	1380	11,441.4	8,700.9	53.037
600	4,764.7	3,573.2	45.970	1400	11,624.8	8,844.6	53.168
620	4,926.1	3,694.9	46.235	1420	11,808.8	8,988.9	53.299
640	5,087.8	3,816.8	46.492	1440	11,993.4	9,133.8	53.428
660	5,250.0	3,939.3	46.741	1460	12,178.8	9,279.4	53.556
680	5,412.5	4,062.1	46.984	1480	12,364.8	9,425.7	53.682
700	5,575.4	4,185.3	47.219	1500	12,551.4	9,572.7	53.808
720	5,738.8	4,309.0	47.450	1520	12,738.8	9,720.3	53.932
740	5,902.6	4,433.1	47.673	1540	12,926.8	9,868.6	54.055
760	6,066.9	4,557.6	47.893	1560	13,115.6	10,017.6	54.117
780	6,231.7	4,682.7	48.106	1580	13,305.0	10,167.3	54.298
800	6,396.9	4,808.2	48.316	1600	13,494.4	10,317.6	54.418
820	6,562.6	4,934.2	48.520	1620	13,685.7	10,468.6	54.535
840	6,728.9	5,060.8	48.721	1640	13,877.0	10,620.2	54.653
860	6,895.6	5,187.8	48.916	1660	14,069.2	10,772.7	54.770
880	7,062.9	5,315.3	49.109	1680	14,261.9	10,925.6	54.886
900	7,230.9	5,443.6	49.298	1700	14,455.4	11,079.4	54.999
920	7,399.4	5,572.4	49.483	1720	14,649.5	11,233.8	55.113
940	7,568.4	5,701.7	49.665	1740	14,844.3	11,388.9	55.226
960	7,738.0	5,831.6	49.843	1760	15,039.8	11,544.7	55.339
980	7,908.2	5,962.0	50.019	1780	15,236.1	11,701.2	55.449
1000	8,078.2	6,093.0	50.191	1800	15,433.0	11,858.4	55.559
1020	8,250.4	6,224.8	50.360	1820	15,630.6	12,016.3	55.668
1040	8,422.4	6,357.1	50.528	1840	15,828.7	12,174.7	55.777
1060	8,595.0	6,490.0	50.693	1860	16,027.6	12,333.9	55.884

Tabla A-23E

Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O (*conclusión*)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
1900	16,428	12,654	56.097	3500	34,324	27,373	62.876
1940	16,830	12,977	56.307	3540	34,809	27,779	63.015
1980	17,235	13,303	56.514	3580	35,296	28,187	63.153
2020	17,643	13,632	56.719	3620	35,785	28,596	63.288
2060	18,054	13,963	56.920	3660	36,274	29,006	63.423
2100	18,467	14,297	57.119	3700	36,765	29,418	63.557
2140	18,883	14,633	57.315	3740	37,258	29,831	63.690
2180	19,301	14,972	57.509	3780	37,752	30,245	63.821
2220	19,722	15,313	57.701	3820	38,247	30,661	63.952
2260	20,145	15,657	57.889	3860	38,743	31,077	64.082
2300	20,571	16,003	58.077	3900	39,240	31,495	64.210
2340	20,999	16,352	58.261	3940	39,739	31,915	64.338
2380	21,429	16,703	58.445	3980	40,239	32,335	64.465
2420	21,862	17,057	58.625	4020	40,740	32,757	64.591
2460	22,298	17,413	58.803	4060	41,242	33,179	64.715
2500	22,735	17,771	58.980	4100	41,745	33,603	64.839
2540	23,175	18,131	59.155	4140	42,250	34,028	64.962
2580	23,618	18,494	59.328	4180	42,755	34,454	65.084
2620	24,062	18,859	59.500	4220	43,267	34,881	65.204
2660	24,508	19,226	59.669	4260	43,769	35,310	65.325
2700	24,957	19,595	59.837	4300	44,278	35,739	65.444
2740	25,408	19,967	60.003	4340	44,788	36,169	65.563
2780	25,861	20,340	60.167	4380	45,298	36,600	65.680
2820	26,316	20,715	60.330	4420	45,810	37,032	65.797
2860	26,773	21,093	60.490	4460	46,322	37,465	65.913
2900	27,231	21,472	60.650	4500	46,836	37,900	66.028
2940	27,692	21,853	60.809	4540	47,350	38,334	66.142
2980	28,154	22,237	60.965	4580	47,866	38,770	66.255
3020	28,619	22,621	61.120	4620	48,382	39,207	66.368
3060	29,085	23,085	61.274	4660	48,899	39,645	66.480
3100	29,553	23,397	61.426	4700	49,417	40,083	66.591
3140	30,023	23,787	61.577	4740	49,936	40,523	66.701
3180	30,494	24,179	61.727	4780	50,455	40,963	66.811
3220	30,967	24,572	61.874	4820	50,976	41,404	66.920
3260	31,442	24,968	62.022	4860	51,497	41,856	67.028
3300	31,918	25,365	62.167	4900	52,019	42,288	67.135
3340	32,396	25,763	62.312	5000	53,327	43,398	67.401
3380	32,876	26,164	62.454	5100	54,640	44,512	67.662
3420	33,357	26,565	62.597	5200	55,957	45,631	67.918
3460	33,839	26,968	62.738	5300	57,279	46,754	68.172

Tabla A-26E

Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 77°F, 1 atm

Sustancia	Fórmula	$\bar{h}_f^\circ$ Btu/lbmol	$\bar{g}_f^\circ$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/lbmol · R
Acetileno	$C_2H_2(g)$	+97,540	+87,990	48.00
Agua	$H_2O(\ell)$	−122,970	−102,040	16.71
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(g)$	−101,230	−72,520	67.54
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(\ell)$	−119,470	−75,240	38.40
Alcohol metílico	$CH_3OH(g)$	−86,540	−69,700	57.29
Alcohol metílico	$CH_3OH(\ell)$	−102,670	−71,570	30.30
Amoniaco	$NH_3(g)$	−19,750	−7,140	45.97
Benceno	$C_6H_6(g)$	+35,680	+55,780	64.34
n-Butano	$C_4H_{10}(g)$	−54,270	−6,760	74.11
Carbón	$C(s)$	0	0	1.36
Dióxido de carbono	$CO_2(g)$	−169,300	−169,680	51.07
n-Dodecano	$C_{12}H_{26}(g)$	−125,190	+21,570	148.86
Etano	$C_2H_6(g)$	−36,420	−14,150	54.85
Etileno	$C_2H_4(g)$	+22,490	+29,306	52.54
Hidrógeno	$H(g)$	+93,780	+87,460	27.39
Hidrógeno	$H_2(g)$	0	0	31.21
Hidroxilo	$OH(g)$	+16,790	+14,750	43.92
Metano	$CH_4(g)$	−32,210	−21,860	44.49
Monóxido de carbono	$CO(g)$	−47,540	−59,010	47.21
Nitrógeno	$N_2(g)$	0	0	45.77
Nitrógeno	$N(g)$	+203,340	+195,970	36.61
n-Octano	$C_8H_{18}(g)$	−89,680	+7,110	111.55
n-Octano	$C_8H_{18}(\ell)$	−107,530	+2,840	86.23
Oxígeno	$O_2(g)$	0	0	49.00
Oxígeno	$O(g)$	+107,210	+99,710	38.47
Peróxido de hidrógeno	$H_2O_2(g)$	−58,640	−45,430	55.60
Propano	$C_3H_8(g)$	−44,680	−10,105	64.51
Propileno	$C_3H_6(g)$	+8,790	+26,980	63.80
Vapor de agua	$H_2O(g)$	−104,040	−98,350	45.11

Fuente: De JANAF, *Thermochemical Tables*, Midland, MI, Dow Chemical Co., 1971; *Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties*, NBS Technical Note 270-3, 1968; y *API Research Project 44*, Carnegie Press, 1953.

Tabla A-27E

Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes

Combustible (fase)	Fórmula	Masa molar, lbm/lbmol	Densidad,[1] lbm/pie^3	Entalpía de vaporización,[2] Btu/lbm	Calor específico,[1] c_p Btu/lbm · °F	Poder calorífico superior,[3] Btu/lbm	Poder calorífico inferior,[3] Btu/lbm
Acetileno (*g*)	C_2H_2	26.038	—	—	0.404	21,490	20,760
Benceno (ℓ)	C_6H_6	78.114	54.7	186	0.411	17,970	17,240
Butano (ℓ)	C_4H_{10}	58.123	36.1	156	0.578	21,130	19,510
Carbono (*s*)	C	12.011	125	—	0.169	14,100	14,100
Decano (ℓ)	$C_{10}H_{22}$	142.285	45.6	155	0.528	20,490	19,020
Diesel ligero (ℓ)	$C_nH_{1.8n}$	170	49-52	116	0.53	19,800	18,600
Diesel pesado (ℓ)	$C_nH_{1.7n}$	200	51-55	99	0.45	19,600	18,400
Etano (*g*)	C_2H_6	30.070	—	74	0.418	22,320	20,430
Etanol (ℓ)	C_2H_6O	46.069	49.3	395	0.583	12,760	11,530
Gas natural (*g*)	$C_nH_{3.8n}N_{0.1n}$	18	—	—	0.48	21,500	19,400
Gasolina (ℓ)	$C_nH_{1.87n}$	100-110	45-49	151	0.57	20,300	18,900
Heptano (ℓ)	C_7H_{16}	100.204	42.7	157	0.535	20,680	19,180
Hexano (ℓ)	C_6H_{12}	84.161	42.0	169	0.439	20,430	19,090
Hexeno (ℓ)	C_6H_{14}	86.177	41.2	157	0.542	20,770	19,240
Hidrógeno (*g*)	H_2	2.016	—	—	3.44	60,970	51,600
Isopentano (ℓ)	C_5H_{12}	72.150	39.1	—	0.554	20,890	19,310
Metano (*g*)	CH_4	16.043	—	219	0.525	23,880	21,520
Metanol (ℓ)	CH_4O	32.042	49.3	502	0.604	9,740	8,570
Monóxido de carbono (*g*)	CO	28.013	—	—	0.251	4,340	4,340
Octano (ℓ)	C_8H_{18}	114.231	43.9	156	0.533	20,590	19,100
1-Penteno (ℓ)	C_5H_{10}	70.134	40.0	156	0.525	20,540	19,190
Propano (ℓ)	C_3H_8	44.097	31.2	144	0.662	21,640	19,930
Tolueno (ℓ)	C_7H_8	92.141	54.1	177	0.408	18,230	17,420

[1] A 1 atm y 68 °F.

[2] A 77 °F para combustibles líquidos, y 1 atm y temperatura normal de ebullición para combustibles gaseosos.

[3] A 77 °F. Multiplique por la masa molar para obtener los valores caloríficos en Btu/lbmol.

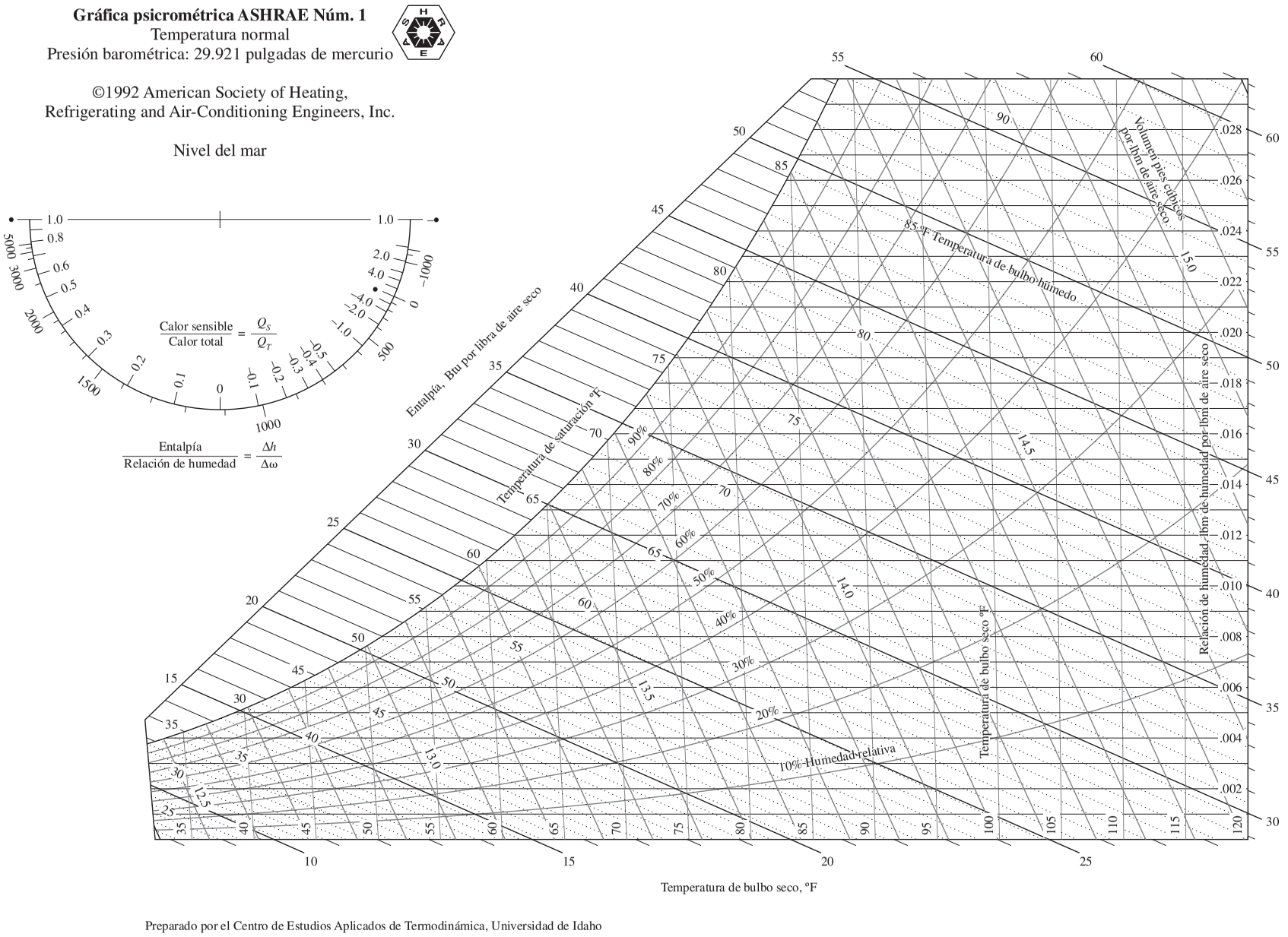


Figura A-31E

Gráfica psicrométrica a 1 atm de presión total.

Reproducida con permiso de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia. Usada con permiso.

ÍNDICE ANALÍTICO

A

Abanico(s) de expansión, 870
  de Prandtl-Meyer, 871
Absorbancia, 94
Absorción, refrigeración por, 307, 638
Aceleración gravitacional, 7
Acondicionadores de aire, 286
Acondicionamiento de aire
  proceso de, 739
  sistema de, 738
Actividad
  metabólica, principales sitios de, 191
  molecular, 55
Adición de calor, 60
  isotérmica, 490
  proceso de, 490
Admisión, relación de corte de, 502
Agua de alimentación, 572, 573
  calentador cerrado de, 574
Agudeza
  de una persona, 466
  desperdiciada, 466
Aire
  acondicionadores de, 286
  atmosférico, 728
  100 por ciento teórico, 766
  estequiométrico, 766
  saturado, 147, 729
  seco, 728
    presión del, 147
  teórico, 766
    porcentual, 767
Aire estándar
  ciclo de, 493
  frío, suposiciones de, 493
Alcohol metílico, 762
Aleatoriedad
  de un sistema, 375
  molecular, 344
Alimento, contenido energético de un, 192
Alrededores de un sistema, 10
Aminoácidos, 192
Amoniaco, 623, 624
  desventajas del, 624
  ventajas del, 624
Análisis
  gravimétrico, 692
  molar, 692
  Orsat, 695
  volumétrico, 695
Analizador de gas Orsat, 767
Ángulo de
  choque, 866
  deflexión, 866
  giro, 866
  Mach, 870
  onda, 866
Aparato para cocinar, eficiencia de un, 79
Aplicaciones de la termodinámica, 3
Área de aplicación de la termodinámica, 191
Atmósfera estándar, 22, 26
Atracción entre las masas, 7
Autoencendido, 497
Autorreactor, 528
Aviones espaciales hipersónicos, 865

B

Baja temperatura del punto triple, 591
Balance
  de exergía, 445
    del volumen de control, 456, 457
  formas de expresar el, 74
Balance de energía, 72, 772, 775
  de flujo estacionario, 740
  de un flujo isentrópico, 846
  formas de expresar el, 171
  para un ciclo, 171
  relación del, 227
Balance de entropía, 375, 783
  de un sistema extendido, 784
  para un sistema
    de flujo estacionario, 783
    reactivo cerrado, 783
Balance de masa, 218, 226, 242, 764
  para el agua, 740
  para el aire seco, 740
Balanceo de ecuaciones químicas, 764
Bar, 22
Barómetro, 26
Bomba(s), 232
  calorímetro de, 192
  eficiencia isentrópica de una, 371
Bomba(s) de calor, 285, 610
  coeficiente de desempeño de una, 285
  de Carnot, 304, 611
  de fuente de
    aire, 286
    tierra, 286
  geotérmicas, 286
  objetivo de una, 285, 610
Brayton
  ciclo, 508-522
    invertido, 635
  eficiencia térmica del ciclo, 509
Btu (*British termal unit*), 7

C

Caballo de fuerza, 7
Caídas de presión, 389
Calentador
  abierto de agua de alimentación, 572
  cerrado de agua de alimentación, 574
  de agua
    de alimentación, 572
    eficiencia de un, 78
Calentamiento
  global, 88
  simple, 739
Calidad
  de la energía, 52, 276, 303, 346
  o título, 127
Calor, 52, 56, 60, 61
  adición de, 60
  carga de, 308
  contenido de, 125
  corporal, 60
  de contacto directo, intercambiadores de, 238
  de desecho, 281, 361, 583, 738
  de desperdicio, 441
  de mezclado, 708
  de proceso, 583
  de tubo doble, intercambiador de, 238
  de vapor, pérdida de, 561
  definición de, 60, 61
  depósitos de, 277
  flujo de, 60
  intercambiadores de, 238
  isotérmica, adición de, 490
  isotérmico, rechazo de, 490
  metabólico, 3
  rechazado, 397
  rechazo de, 60
  residual de centrales de cogeneración, 638
  sensible, 738
  sistemas accionados por, 640
  total, 125
  transferencia de, 56, 60 61, 62, 73, 247, 277, 294, 376, 441
Calor específico, 176
  a presión constante, 176, 673
  a volumen constante, 176, 673
  definición de, 176
Calor latente, 114, 738
  de evaporación, 114
  de fusión, 114
  de vaporización, 25
Calores específicos
  constantes, 353
  de gas ideal, 179, 672
  de presión cero, 179, 672
Caloría, 7, 193
Calórico, 61
Calorímetro de bomba, 192
Cámara de
  mezclado, 236, 630
  vaporización instantánea, 630
Cambio(s)
  climático global, 88
  de la función de Gibbs en estado estándar, 809, 812
  en la energía interna, 669
Cambio de entalpía, 177
  de un fluido, 228
Cambio de entropía, 332, 334, 378
  de un gas ideal, 352
  de un sistema, 376
    cerrado, 379

Cambio(s) de fase
de líquido a vapor, 149
proceso de, 55, 295
Cambios
de energía interna, 177
en la energía de un sistema, 772
Cantidad de
aire químicamente correcta, 766
energía, 276, 346
Capacidad de enfriamiento, 610
Características
de las máquinas térmicas, 278
del fluido de trabajo, 590
del vapor sobrecalentado, 131
Carbohidratos, 192
Carga de
calor, 308
presión, 24
refrigeración, 308, 610
Carnot
bomba de calor de, 304, 611
ciclo de, 296, 488, 490, 505
refrigeración de, 297
ciclo invertido de, 611, 635
eficiencia de, 301
inverso, ciclo de, 297
máquina térmica de, 296, 301
principio de, 298
procesos del ciclo de, 490
procesos reversibles que conforman el ciclo de, 296
refrigerador de, 304, 611
Carrera de
admisión, 495
compresión, 494
escape, 495
expansión, 495
potencia, 495
Carta(s)
de compresibilidad generalizada, 139
psicrométricas, 736
Carta generalizada de desviación de
entalpía, 679
entropía, 680
Cascabeleo del motor, 497
Cavitación, 562
Celdas
de combustible, 791
de hidrógeno-oxígeno, 791
electrolíticas, 791
Celsius, escala, 18, 300
Células, reacciones biológicas en las, 192
Central eléctrica
de vapor, 278
eficiencia térmica de una, 79
Centrales de cogeneración, calor residual de, 638
Cero irreversibilidad, 431
Choque(s)
esféricos, 862
expansivos, 862
normal(es), 857, 862
separados, 868
Choque(s) oblicuo(s), 858, 866
débiles, 869
fuertes, 869
separado, 868, 869
Ciclo(s), 16, 74, 171
abierto, 492, 508
binario, 590
Brayton, 508-522
cerrado, 508
combinado de gas, 587
y vapor, 587
de aire estándar, 493
de potencia, simplificaciones de los, 489
de propulsión por reacción, 522
de recalentamiento, 570
de vapor binario, 587, 591
diesel, 501-504
eficiencia térmica de un, 501
dual, 502
Ericsson, 505, 506, 520
ideal, 488
de refrigeración por compresión de vapor, 612
inferior, 591
Linde Hampson, 634
mecánico, 278
modelo e ideal, 368
Rankine, 490, 557-561
supercrítico, 566
reversible, 296
Stirling, 505
superior, 591
termodinámico(s), 278
clasificación de los, 487
Ciclo de Carnot, 296, 488, 490, 505
inverso, 297
procesos reversibles que conforman el, 296
Ciclo de Otto, 490, 494-500
eficiencia térmica del, 497
procesos del, 496
Ciclo(s) de potencia
de gases reales, 492
de vapor, 556
idealizaciones de los, 489
simplificaciones de los, 489
Ciclo de refrigeración, 283, 610
de Carnot, 297
de gas, 635
en cascada, 627
por compresión por vapor, 283, 307
Ciclo de turbina de
gas, 587
vapor, 587
Ciclo invertido
Brayton, 635
de Carnot, 611, 635
Stirling, 635
Ciclo regenerativo de
gas, 637
una sola etapa, 572
Cilindro-émbolo, 164
Circuito termoeléctrico, 641
Clasificación de
las máquinas
reciprocantes, 494
térmicas, 487
los ciclos termodinámicos, 487
Clausius
desigualdad de, 330, 331
enunciado de, 288
igualdad en la desigualdad de, 331
Clorofluorocarbonos (CFC), 623
Coeficiente(s)
de difusión, 825
de Joule-Thomson, 235, 676
de transferencia de calor por convección, 93
viriales, 144
Coeficiente de desempeño, 330, 432
de un refrigerador, 284
de una bomba de calor, 285
definición de, 610
Cogeneración, 583
Cohete, 528
Combinaciones de unidades primarias, 9
Combustible(s), 762
alternativos, 762
eficiencia anual de utilización de, 78
fósiles, 85
poder calorífico del, 78
Combustibles hidrocarburos, 762
gaseosos, 762
líquidos, 762
Combustión, 761, 763
adiabática, proceso de, 790
completo, proceso de, 766
de carga estratificada, 495
eficiencia de, 78
estequiométrica, 766
ideal, proceso de, 766
incompleto, proceso de, 766
interna, máquinas de, 278, 492
teórica, 766
Combustión adiabática
irreversible, 790
proceso de, 790
Combustión externa
máquina de, 278
motores de, 508
Componente(s), 692
básicos de una máquina reciprocante, 493
presión de, 695
Comportamiento P-v-T de un gas, 694
Composición de la mezcla, 692
Compresibilidad
factor de, 138, 696
generalizada, carta de, 139
isotérmica, 673
Compresión
adiabática, 365
reversible, 297
adiabático reversible, proceso de, 297
en etapas múltiples con interenfriamiento, 365, 518
isentrópica, 490, 496
isotérmica, 365
reversible, 296
politrópica, 365
por vapor, ciclo de refrigeración por, 283
Compresor, 232
eficiencia isentrópica de un, 371
Comprobador de peso muerto, 33
Compuestos orgánicos volátiles (COV), 86
Concepto de
cogeneración, 583
entropía, 344, 346
estacionario, 16
metabolismo, 191
proceso, 15
trabajo, 62
uniforme, 16
Condensación, 93
Condensador, 281
reducción de la presión del, 564
Condición de no deslizamiento, 217
Conducción, 62, 91
Conductividad térmica, 91
Conferencia General de Pesos y Medidas (CGPM), 5
Congelación por vacío, 116
Constante
de gas, 135, 692
de Henry, 823
de Stefan-Boltzmann, 93

universal de los gases, 136, 181
Contaminación
ambiental, 85
térmica, 277
Contaminantes, 85
del aire, 762
Contenido
de calor, 125
de energía metabolizable de los alimentos, 193
energético de un alimento, 192
Convección, 62, 91, 92
forzada, 92
libre, 92
natural, 92
Convenio de signo formal, 63
Conversión de unidades, relaciones de, 9
Conversiones de energía, 3
Convertir calor en trabajo, 278
Corte de admisión, relación de, 502
Criterio del equilibrio
de dos fases, 820
químico, 808
Cuarta relación de Maxwell, 671
Cuerpo
achatado, 869
humano, análisis termodinámico del, 194
negro, 93
requerimientos de energía de un, 192
sin una nariz puntiaguda, 869
Curva de saturación, 118
de líquido-vapor, 114

D

Deficiencia de aire, 767
porcentual, 767
Definición de
alrededores, 424
inmediatos, 424
ambiente, 424
atmósfera estándar, 26
calor, 60, 61
específico, 176
coeficiente de desempeño, 610
densidad, 13
relativa, 13
eficiencia, 293
según la segunda ley, 432
entalpía, 187
gas ideal, 694
masa molar, 136
presión, 21
proceso reversible, 292
punto crítico, 117
refrigeración, 609
relación aire-combustible, 765
sistema, 10
temperatura de punto de rocío, 732
termodinámica, 2
trabajo, 7
reversible, 428
volumen específico, 13
Definición de energía, 2, 425
interna, 55
libre de Gibbs, 707
mecánica, 58
Degradación de energía, 368
Densidad, 13
de estancamiento, 838
definición de, 13
molar, 147
relativa, 13
definición de, 13
Depósito(s) de
calor, 277
energía térmica, 277
Derivada
de una función, 660
parcial, 661
Desempeño estacional del equipo de enfriamiento, 286
Desequilibrio hormonal, 196
Deshumidificación, 739
Desigualdad de Clausius, 330, 331
Deslizamiento, condición de no, 217
Desorden
molecular, 334
medida de, 345, 375
térmico, 345
Desplazamiento generalizado, 70
Destrucción de exergía, 442, 444, 466, 529
de un ciclo, 529
Desventaja(s)
de los generadores termoeléctricos, 642
del amoniaco, 624
Desviación de entalpía, 678
carta generalizada de, 679
factor de, 679
Desviación de entropía, 680
carta generalizada de, 680
factor de, 680
Desviación de la ley de Dalton, 703
Diagrama(s)
de entalpía-entropía, 342
de fases, 122
de Mollier, 343
de propiedades, 489
de temperatura-entropía, 342
P-T, 122
P-V, 365, 489
del ciclo de Otto, 496
T-s, 365, 489
del ciclo de Otto, 496
T-V, 116
Diferencia(s)
de la función de Gibbs, 821
de temperatura, 821
entre sistemas de flujo estacionario y no estacionario, 242
finita de temperatura, 294
Diferencial
de la función de Gibbs, 807
total, 661
Diferenciales
exactas, 63, 216
inexactas, 63
Difusor(es), 229
subsónicos, 846
supersónicos, 847
Dígitos significativos, 38
Dimensiones
básicas, 3
derivadas, 3
fundamentales, 3
primarias, 3
secundarias, 3
Dirección de un proceso, 276
Disminución de temperatura, 235
Disponibilidad, 424, 425
Dispositivo(s), 164
cíclico reversible, 330
cíclicos, 363
de flujo estacionario, 16, 226, 229, 363
isentálpico, 235
mecánico de medición de presión, 32
que consumen trabajo, 292
que producen trabajo, 292
que restringen el flujo de un fluido, 235
termoeléctrico, 641
Dodecano, 762

E

Ebullición, 93, 149
Ecuación de
Beattie-Bridgeman, 696
Benedict-Webb-Rubin, 696
Bernoulli, 361
Boltzmann, 345
Clapeyron, 667
Clapeyron-Clausius, 668
energía de flujo estacionario, 558
Gibbs, 348
Van der Waals, 696
van't Hoff, 819
Ecuación de estado, 135
de Beattie-Bridgeman, 143
de Benedict-Webb-Rubin, 143
de gas ideal, 135, 694
de Van der Waals, 142
virial, 143
Ecuación de la línea de
Fanno, 862
Rayleigh, 862
Ecuación *T ds*, 348
Ecuaciones
de estado, 695
de Gibbs, 664
dimensionalmente homogéneas, 8
Efecto(s)
de enfriamiento del cuerpo por el movimiento del aire, 739
de la contrapresión, 850
invernadero, 88
gases de, 88
Peltier, 642
piezoeléctrico, 33
Seebeck, 641
Eficacia de iluminación, 79
Eficiencia, 77
adiabática, 368
anual de utilización de combustible, 78
combinada, 83
de bomba, 82
de Carnot, 301
de combustión, 78
de equipo que quema combustible, 78
de la energía, índice de, 286
de la segunda ley, 620
de propulsión, 523
de turbina, 82
de un aparato para cocinar, 79
de un calentador de agua, 78
de un refrigerador, 284
definición de, 293
del ciclo de una máquina térmica, 295
del generador, 79, 83
del motor, 82, 83, 393
global, 79
isotérmica, 371
mecánica, 82, 83
según la primera ley, 432, 467
según la segunda ley, 432, 458, 467
Eficiencia energética
índice estacional de, 286

instantánea, 286
Eficiencia isentrópica, 368, 562
de un compresor, 371
de una bomba, 371
de una tobera, 373
de una turbina, 369
Eficiencia térmica, 279, 432, 467, 488
de un ciclo Diesel, 501
de una central eléctrica, 79
relación de la, 497
Eficiencia térmica del ciclo
Brayton, 509
de Otto, 497
Rankine, 559, 574
Elementos que forman los sistemas biológicos, 191
Elevación osmótica, 715
Emisividad, 94
Empuje de un turborreactor, 522
Energía(s)
calidad de la, 276, 303
cantidad de, 276, 346
de convección, 223
de desecho, 277, 280, 281, 424
de flujo, 58, 59, 222, 223, 224, 438
de un fluido, 838
de giro (espín), 55
de transportación, 223
de traslación, 55
degradación de, 368
desorganizada, 56, 345, 346, 441
disponible, 424
en refrigeradores, medidas de conservación de, 308
en un sistema, cambio de, 772
específica, 178
geotérmica, 638
incrementador de, 291
índice de eficiencia de la, 286
integral cíclica de, 330
interacciones de energía, 56, 172, 247
intrínseca, 53
inútil, 280
latente, 55, 435, 772
libre de Gibbs, 707
metabolizable de los alimentos, contenido de, 193
no disponible, 427
organizada, 56, 441
potencial, 54, 59, 223
principio de conservación de la, 443
química, 55, 772
sensible, 55, 435, 772
sitios de transferencia de, 191
Energía cinética, 53, 59, 223
de las moléculas, 55
de rotación, 55
vibratoria, 55
Energía de momento dipolar
eléctrico, 56
magnético, 56
Energía, formas
de expresar la, 74
mecánicas de la, 58
Energía interna, 53, 55, 178, 223, 435, 838
cambios de, 177
cambios en la, 669
de formación, 777
definición de, 55
latente, 761
química, 761
sensible, 761
Energía mecánica, 58
definición de, 58
desperdiciada, 390
extraer, 82
pérdida de, 58
rotatoria, 82
suministro de, 82
Energía nuclear, 55, 772
por fisión, 56
por fusión, 57
Energía térmica, 52, 56
depósito de, 277
transferencia de, 60
Energía total, 70
de un fluido, 838
de un sistema, 53
compresible, partes de la, 223
Enfriadores
evaporativos, 149, 744
por absorción, 640
por baño de agua, 744
por rociado, 744
Enfriamiento
capacidad de, 610
del viento, factor de, 739
estación normal de, 286
estanques de, 748
evaporativo, proceso de, 744
por hielo, 116
seco, 558
simple, 739
Entalpía, 124, 125, 178, 224, 343, 838
cambio de, 177
carta generalizada de desviación de, 679
de combustión, 773, 774
de estancamiento, 838
de formación, 773
negativa, 774
de los productos, 773
de los reactivos, 773
de mezclado, 708
de reacción, 773
de un fluido, cambio de, 228
de vaporización, 125, 666
definición de, 124
del fluido, 676
estática, 838
total, 838
Entrada
de calor, 172, 227, 227
neta de calor, 172
Entropía, 124, 276, 331, 343
absoluta, 345, 784
cambio de, 332, 334, 378
carta generalizada de desviación de, 680
concepto de, 344, 346
de mezclado, 708
de un gas ideal, 354
cambio de, 352
generación de, 442
generada, 334
por unidad de masa, 332
principio de incremento de, 443
relativa, 345
total, 332
transferencia de, 334, 376, 378
Entropía de un sistema, 345
cambio de, 376
cerrado, 379
Enunciado de
Clausius, 288
Kelvin-Planck, 282, 283, 288, 331
Equilibrio, 14
de fases, 148, 805
estado de, 14
fase de, 14
mecánico, 14, 805
químico, 14, 805
térmico, 14, 17, 805
termodinámico, sistema en, 14
Equipo
de enfriamiento, desempeño estacional del, 286
que quema combustible, eficiencia del, 78
Escala(s)
Celsius, 18, 300
centígrada, 18
de dos puntos, 18
Fahrenheit, 18
Kelvin, 18, 300
Rankine, 18
Escala de temperatura, 17
del gas ideal, 18
termodinámica, 18
Esfuerzo normal, 21, 22, 68
Esmog, 86
Estación normal de enfriamiento, 286
Estado(s)
de equilibrio, 14
de estancamiento, 837
isentrópico, 839
de orden molecular último, 345
de referencia, 133
estándar, 772
del sistema, 14
inestables, 884
metaestables, 884
muerto del sistema, 424
Estancamiento
densidad de, 838
presión de, 838, 839, 849
Estanques
de enfriamiento, 748
de rociado, 748
solares, 303
Estatorreactor, 528
Estiograma, 860, 872
Estructura molecular, 55
Etanol, 762
Éter etílico, 624
Evaporación, 149
calor latente de, 114
de un líquido, 825
Exceso de aire, 767
porcentual, 767
Exergía, 424, 425, 529
cero, sistemas con, 424
de corriente, 438
de flujo, 438
de la energía cinética, 426
de la energía potencial, 426
de un sistema cerrado, 437
del volumen de control, balance de, 456, 457
destrucción de, 442, 466
destruida, 444, 466, 785
en las tareas intelectuales, 466
física, 466
formas de transferencia de, 441-443
gastada, 434
intelectual, 466
principio de disminución de, 444, 445
recuperada, 434, 619, 620
relaciones de balance de, 446
termomecánica, 435
transferencia de, 441

Expansión
adiabática reversible, 296
en múltiples etapas con recalentamiento, 518
isentrópica, 490, 496
isotérmica reversible, 296
libre, 347
de un gas, 294
Expansividad volumétrica, 673
Extraer energía mecánica, 82

F

Factor
de compresibilidad, 138, 696
de enfriamiento del viento, 739
de reducción de potencia, 395
utilización, 584
Z, 138, 139
Factor de desviación de
entalpía, 679
entropía, 680
Factores
que causan que un proceso sea irreversible, 293
para la comodidad del cuerpo humano, 739
Fahrenheit, escala, 18
Falla genética, 196
Fase(s)
de equilibrio, 14
de Gibbs, regla de las, 821
de una sustancia, 110, 727
gaseosa, 111
líquida, 111
sólida, 110, 111
Fenómeno(s)
de frontera, 63
superficial, 93
volumétrico, 93
Fluido
de trabajo, 278
características del, 590
ideal, 590
en movimiento, 224
Flujo(s)
adiabático reversible, 874
ahogado, 851
compresible, 837
de calor, 60
de compresión, 870
de entrada, 218
de expansión, 870
de gas enrarecido, teoría del, 13
de simetría rotacional, 868
hipersónico, 843
isentrópico, 837, 874
balance de energía de un, 846
por una tubería, 240
sónico, 843
subsónico, 843
supersónico, 843
supersónicos de Rayleigh, 881
tangencial superpuesto, 867
transónico, 843
volumétrico, 54, 217
Flujos(s) de Rayleigh, 875
ahogado, 881
propiedades para, 880
Flujo estacionario
balance de energía de, 740
dispositivos de, 16
proceso de, 16, 457
trabajo de compresión del, 365
Flujo másico, 54, 73, 171, 216, 376, 377, 443
a través de las fronteras, 456
de aire, tasa de, 391
Flujo unidimensional isentrópico
subsónico, 837
supersónico, 837
Forma(s)
diferencial de la ecuación de Bernoulli, 846
dinámicas de energía, 56
estable de un elemento, 773
estáticas de energía, 56
macroscópicas de energía, 53
mecánicas de la energía, 58
microscópicas de energía, 53
Formas de expresar
el balance, 74
de energía, 171
de entropía, 378
la energía, 74
Formas de transferencia de
energía, 73
exergía, 441-443
Fórmula para el cambio de entropía de un gas ideal, 352
Formulación de Gibbs, 345
Fracción
de masa, 692
de presión, 695
de volumen, 695
molar, 147, 692
Fricción, 293
del fluido, 561, 616
Frontera(s)
de un sistema, 10
del sistema, generación de entropía dentro de las, 378
fenómenos de, 63
fija, 10, 11
flujo másico a través de las, 456
imaginaria, 11
móvil, 10, 11
real, 11
Fuente, 277
de aire, bombas de calor de, 286
de calor, suelo como, 286
de energía térmica barata, 638
de irreversibilidad, 616
de tierra, bombas de calor de, 286
principal de errores en el sistema inglés, 7
Fuerza
de atracción intermoleculares, 142
de enlace, 55
de gravedad, 7
de propulsión, 523
generalizada, 69
impulsora, 148
Fugas de aire, 389
Función(es) de
estado, 63
Helmholtz, 665
la trayectoria, 63, 216
punto, 216, 678
Prandtl-Meyer, 871
Función de Gibbs, 665, 785
decreciente, 807
diferencia de la, 821
diferencial de la, 807
en estado estándar, cambio de la, 809, 812
específica, 707
molares, 807
Fusión, calor latente de, 114

G

Ganancia de
masa, 195
peso, 195
Garganta, 845
Gas(es)
de efecto invernadero, 88
diatómicos, 181
licuado de petróleo, 762
monoatómicos, 180
Gas ideal, 135, 136
calores específicos de, 179, 672
definición de, 694
ecuación de estado de, 694
Gas natural, 76
comprimido, 762
licuado, 762
Generación de entropía, 334, 336, 442
dentro de las fronteras del sistema, 378
Generador
de vapor, 558
eficiencia del, 79, 83
termoeléctrico, 642
Generadores termoeléctricos, desventaja de los, 642
Golpeteo del motor, 497
Gradiente de temperatura, 91
Grado de
degradación de energía, 368
terminación de las reacciones químicas, 277
Grasa(s), 192
corporal, punto fijo de, 195
Gravedad específica, 13

H

Hidrocarburos, 623
Hielo seco, 122
Higrómetro, 735
Horno industrial, 277
Humedad, 147
absoluta, 729
específica, 729
relativa, 147, 729
Humidificación, 739

I

Idealización del continuo, 12
Idealizaciones de
los ciclos de potencia, 489
procesos reales, 292
Igualdad en la desigualdad de Clausius, 331
Iluminación, eficacia de, 79
Imagen de Schlieren, 860, 863, 866, 872
Incrementador de energía, 291
Incremento de entropía, principio de, 375
Índice
de eficiencia de la energía, 286
de masa corporal, 196
de octano, 498
estacional de eficiencia energética, 286
Ingesta calórica, valor promedio de, 193
Integral cíclica de
calor, 331
energía, 330
trabajo, 331
volumen, 331

Interacciones de
energía, 56, 172, 247
trabajo, 62, 66
en cuasiequilibrio, 360
Intercambiador(es) de calor, 238, 365
a contraflujo, 516
de contacto directo, 238
de tubo doble, 238
Interenfriador, 365
Interenfriamiento, 518
compresión en etapas múltiples con, 518
Interferograma diferencial, 872
Inversores, 286
Inyección directa de combustible, 495
Irreversibilidad, 444, 465
cero, 431
Irreversibilidades, 293

J

Joule, 7

K

Kay, regla de, 696, 704
Kelvin, 18
escala, 18, 300
magnitud de un, 300
Kelvin-Planck, enunciado de, 282, 283, 288, 331
Kilocaloría, 193
Kilowatt-hora, 8

L

Ley cero de la termodinámica, 17
Ley de Amagat de volúmenes aditivos, 694, 704
Ley de Dalton de presiones aditivas, 694
Ley de enfriamiento de Newton, 93
Ley de Fourier, 91
Ley de Gibbs-Dalton, 700
Ley de Henry, 823
Ley de Kirchoff de la radiación, 94
Ley de Pascal, 25, 31
Ley de radiación de Planck, 20
Ley de Raoult, 824
Ley de Stefan-Boltzmann, 93
Libra-fuerza, 6
Licuefacción de gases, 633
Límites teóricos en el desempeño de sistemas de ingeniería, 277
Línea(s)
de Fanno, 860, 862
de inversión, 676
de líquido saturado, 118
de Rayleigh, 860, 862, 876
de saturación, 736
de vapor saturado, 118
de Wilson, 884
isobárica, 678
isotérmicas, 678
triple, 121
Líquido, 111
a punto de evaporarse, 112
comprimido, 112, 131
saturado, 62, 112, 127, 617
subenfriado, 112
Lluvia ácida, 87

M

Magnitud de un kelvin, 300
Magnitudes, 3
Manómetro(s), 29
inclinados, 31
Máquina(s)
de dos tiempos, 495
de Pascal, 26
de refrigeración de amoniaco-agua, 639
de vacío pulsante hidroneumática, 291
Máquina(s) reciprocante(s), 493
clasificación de las, 494
componentes básicos de una, 493
Máquina(s) térmica(s), 56, 278, 488
características de las, 278
clasificación de las, 487
de Carnot, 296, 301
eficiencia de ciclo de una, 295
irreversible, 330
Maquinas de combustión
externa, 278
interna, 278, 492
de cuatro tiempos, 494
Máquinas de encendido por
chispa, 494
compresión, 494
Máquinas de movimiento perpetuo, 290
de primera clase, 290
de segunda clase, 290
Masa
corporal, índice de, 196
de control, 10
de un kmol, 136
de un mol, 136
Masa molar, 136
aparente, 692
promedio, 692
Massachusetts Institute of Technology (MIT), 425
Mecanismos de transferencia de
calor, 62, 91
energía, 63
entropía, 376
Medida(s) de
aleatoriedad térmica, 345
conservación de energía en refrigeradores, 308
desorden molecular, 345, 375
Metabolismo, 192
concepto de, 191
Metano, 762
Metanol, 762
Métodos de desalinización, 715
Mezcla
composición de la, 692
de dos fases, 727
de gas no reactiva, 691, 694
ideal, 709, 710
saturada de líquido-vapor, 112
Mezclado, cámara de, 236, 630
Microchips de la industria energética, 791
Modelo del continuo, 12
Modos no mecánicos de trabajo, 70
Moléculas, 2
Monóxido de carbono, 87
Motor
accionado por una hélice, 522
cascabeleo del, 497
de estatorreactor, 528
de reacción, 522
de turbohélice, 522
de turbopropulsión, 527
eficiencia del, 82, 83
golpeteo del, 497
superestatorreactor, 528
turbofan, 526
Motores
de automóviles, 164
de combustión externa, 508
de gasolina, 501
de propulsión, 838
de turborreactor, 526
diesel, 501

N

Necesidades calóricas diarias, 193
Número de Mach, 842
de los compresibles, 837

O

Objetivo de
un refrigerador, 610
una bomba de calor, 285
Octanaje de la gasolina, 498
Octano, 762
Onda(s)
de Mach, 870
de proa, 868
expansivas de Prandtl-Meyer, 870
Onda(s) de choque, 859
inclinadas, 866
normales, 859
oblicuo recta, 866
Operación estacionaria, 226
Oportunidad perdida para realizar trabajo, 429
Orsat
análisis, 695
analizador de gas, 767
Otto
ciclo de, 490, 494-500
diagrama
P-V del ciclo de, 496
T-s del ciclo de, 496
eficiencia térmica del ciclo de, 497
procesos del ciclo de, 496
Ozono, 86

P

Partes de la energía total de un sistema compresible, 223
Pascal, 21
Pérdida(s) de
calor del vapor, 561
energía mecánica, 58
masa, 195
peso, 195
Periodo de inicio transitorio, 226
Permeabilidad, 825
Peso, 6
específico, 14
molecular, 136
muerto, comprobador de, 33
Planta de cogeneración, 583
Poder calorífico
de combustibles, 774
inferior, 78, 774
superior, 78, 774

Postulado de estado, 14, 660, 669
Potencia, 7, 62, 228
de bombeo, 82
de propulsión, 523
desperdiciada, 391
eléctrica, 65
transferencia neta de, 248
unidades de, 62
Potencial de trabajo
de la energía, 303, 424
desperdiciado, 429, 465
útil del sistema, 425
Potencial(es) químico(s), 708, 807
Presión, 21
absoluta, 22
atmosférica, 26
barométrica, 26
carga de, 24
crítica, 117
de componente, 695
de estancamiento, 838, 839, 849
de vacío, 22
de vapor, 147, 728
de saturación, 113, 824
definición de, 21
del aire seco, 147
estática, 849
manométrica, 22
media efectiva (PME), 493
osmótica, 715
parcial, 695
pseudocrítica, 696
reducida, 139
relativa, 357
supercrítica, 566
Presión cero
absoluta, 22
calores específicos de, 179, 672
Primera
ecuación $T\,ds$, 348
ley de la termodinámica, 2, 52, 70, 71, 247
relación isentrópica para los gases ideales, 356
Principales sitios de actividad metabólica, 191
Principio de
Carnot, 298
disminución de exergía, 444, 445
estados correspondientes, 139
incremento de entropía, 334, 335, 375, 443
la conservación de la masa, 764
Principio de conservación de la
energía, 2, 52, 70, 71, 247, 443
masa, 216, 218
Proceso(s), 15
a presión constante, 188
a temperatura constante, 188
concepto de, 15
cuasiestático, 15, 164
de acondicionamiento de aire, 739
de adición de calor, 490
de cambio de fase, 55, 295
de cuasiequilibrio, 15, 164, 165, 295
de difusión, 148
de enfriamiento evaporativo, 744
de estancamiento isentrópico, 839
de expansión, 164, 165
isentrópica, 556
de fusión, 111
de quema de combustibles, 773
de recalentamiento, 568
de rechazo de calor, 490
de regeneración, 572
de saturación adiabática, 733
de solidificación, 119
dirección de un, 276
externamente reversible, 295
ideal para una turbina adiabática, 369
internamente reversible, 295, 446
isentrópico, 341, 364, 368, 490
de una sustancia incompresible, 349
isobárico, 16
isocórico, 16
isométrico, 16
perfecto, 431
politrópico, 169, 364
reales, idealizaciones de, 292
termodinámicamente perfecto, 712
totalmente reversible, 295
trayectoria del, 15
Proceso adiabático, 61, 783
internamente reversible, 341
reversible, 341
Proceso de combustión
adiabática, 790
completo, 766
ideal, 766
incompleto, 766
Proceso de compresión, 164, 165, 617
adiabático reversible, 297
isentrópica, 557
Proceso de flujo
estacionario, 16, 220, 226, 240, 242, 457
no estacionario, 242
transitorio, 242
uniforme, 243
Proceso de mezclado
endotérmico, 709
exotérmico, 709
isotérmico, 709
Proceso(s) del ciclo de
Carnot, 490
Otto, 496
refrigeración por compresión de vapor, 612
Proceso isotérmico, 16, 61, 169, 364
internamente reversible, 343
reversible, 371
Proceso(s) reversible(s), 292, 295, 378, 712
de transferencia de calor, 296
definición de, 292
que conforman el ciclo de Carnot, 296
Productos, 764
Propano, 762
Propfan, 528
Propiedad
de combinación, 223, 435
de un sistema, 12
extensiva, 699
entalpía, 124, 125, 224
intensiva, 699
Propiedades
críticas, 849
del flujo compresible, 849
de estancamiento, 838
de las sustancias en el punto crítico, 849
del flujo de Rayleigh, 877
del líquido comprimido, 132
dependientes, 15
específicas, 12
estáticas, 848
extensivas, 12
de una mezcla no reactiva de gases, 699
independientes, 15
molares parciales, 708
para flujos de Rayleigh, 880
termodinámicas comunes, 659
Propiedades intensivas, 12
de una mezcla de gases, 699
independientes, 660
Propjet, 527
Propósito
de un refrigerador, 285
del ciclo de recalentamiento, 570
Propulsión por reacción, ciclo de, 522
Propventiladores, 528
Proteínas, 192
incompletas, 192
Psicrómetro giratorio, 735
Punto
crítico, 117
propiedades de las sustancias en el, 849
fijo de grasa corporal, 195
Punto de
ebullición del agua, 17
hielo, 17, 18
vapor, 17, 18
Punto de congelación
de la plata, 20
del agua, 17
del oro, 20
Punto muerto
inferior (PMI), 493
superior (PMS), 493
Punto triple, 121, 820
baja temperatura del, 591
del agua, 19
del hidrógeno, 20
del neón, 20

R

Radiación, 62, 91, 93
de cuerpo negro, 93
electromagnética, 93
térmica, 93
Ramjet, 528
Rankine, 18
ciclo, 490, 557-561
eficiencia térmica del ciclo, 559, 574
escala, 18
supercrítico, ciclo, 566
Rapidez de cambio respecto al tiempo, 216
Razones para la combustión incompleta, 766
Reacción
estequiométrica, 807
exotérmica, 773
Reacciones
biológicas en las células, 192
químicas, grado de terminación de las, 277
Reactivos, 764
Recalentamiento, 518
expansión en múltiples etapas con, 518
proceso de, 568
propósito del ciclo de, 570
Rechazo de calor, 60
isotérmico, 490
Recuperador, 516
Red cristalina, 92
Reducción de potencia, factor de, 395
Refrigeración
carga de, 308, 610
por absorción, 307, 638
por vacío, 115
termoeléctrica, 307, 642
toneladas de, 610

Refrigeración por compresión de
múltiples etapas, sistemas de, 630
vapor, 307
Refrigerador
coeficiente de desempeño de un, 284
de Carnot, 304, 611
eficiencia de un, 284
irreversible, 330
termoeléctrico, 641
Refrigeradores, 283, 610
medidas de conservación de energía en, 308
por vía húmeda, 149
Refrigerante, 283, 610
tipos de, 623
Regeneración, 518, 572
a presión constante, 505
a volumen constante, 505
Regenerador, 505, 516, 572
Región
de líquido comprimido, 118
de mezcla saturada líquido-vapor, 118
de vapor sobrecalentado, 118
húmeda, 118
Regla de
Kay, 696, 704
las fases de Gibbs, 821
Relación
aire-combustible, 765
cíclica, 664
combustible-aire, 765
Relación de
balance de energía, 227
compresión, 493
corte de admisión, 502
Boltzmann, 345
calores específicos, 181
compresión, 497
conservación de la masa, 219
desvío, 527
equivalencia, 767
gas ideal, 135, 136
humedad, 729
la eficiencia térmica, 497
Mayer, 673
presión, 493, 510
reciprocidad, 664
trabajo de retroceso, 511
volumen, 493
Relaciones
críticas, 849
de conversión de unidades, 9
de Maxwell, 663, 664, 665
de propiedades, 177
T ds, 348
Relaciones de balance de
energía, 171-172
exergía, 446
Repulsión de Coulomb, 57
Requerimientos de energía de un cuerpo, 192
Rociado, estanques de, 748

S

Salida
de trabajo, 172, 227
máxima de trabajo útil, 465
neta de trabajo, 172
Saturación adiabática
proceso de, 733
temperatura de, 733
Saturación, presión de, 113, 824
Scramjet, 528
Secadores refrigerados, 397
Segunda
ecuación *T ds*, 348
relación isentrópica para los gases ideales, 356
Segunda ley de
la termodinámica, 2, 276, 283, 288
Newton, 6
Simplificaciones de los ciclos de potencia, 489
Sistema(s)
abierto, 11
accionados por calor, 640
adiabáticos reactivos, 806
aislado, 10
alrededores de un, 10
biológicos, 191
elementos que forman los, 191
cerrado, 10, 171, 216
químicamente reactivo, 777
cerrados estacionarios, 437
compresible simple, 15
con exergía cero, 424
de acondicionamiento de aire, 738
de dos fases, 277
de enfriamiento de avión, 636
de ingeniería, límites teóricos en el desempeño de, 277
de potencia híbridos, 792
de refrigeración por compresión de múltiples etapas, 630
de unidades, 4
definición de, 10
en cascada, 625
en estado muerto, 424
restringido, 4356
estacionarios, 54, 72
estado del, 14
frontera de un, 10
multifase y multicomponente, 822
propiedad de un, 12
reactivos, 772
Sistema de flujo estacionario
de una sola corriente, 220
químicamente reactivo, 776
Sistema en equilibrio, 805
químico, 806
termodinámico, 14, 424
Sistema extendido, 446, 448
balance de entropía de un, 784
temperatura de frontera del, 784
Sistema inglés, 4
fuente principal de errores en el, 7
unidad de fuerza en el, 6
unidades del, 6
Sistema internacional (SI), 4
métrico, 4
unidad de fuerza en el, 5, 6
Sitios de transferencia de energía, 191
Sobresaturación, 884
Sólido, 110
Solubilidad, 823
de un gas, 825
Solución
amoniaco-agua, 824
ideal, 709, 710
Soluciones, 691
líquidas diluidas, 711
Stirling, ciclo, 505
invertido, 635
Sublimación, 122
de un sólido, 825
Suelo como fuente de calor, 286
Sumidero, 277
Suministro de energía mecánica, 82
Superconductividad, 115
Superestatorreactores, 528
Superficie
de control, 11
P-V-T, 123
Suposiciones de aire estándar, 492
frío, 493
Sustancia(s)
incompresible, 187, 349
miscibles, 707
pseudopura, 696, 704
pura, 110

T

Tasa
de flujo másico de aire, 391
de transferencia de calor, 61, 228
metabólica
basal, 191
general, 195
térmica, 559
Temperatura(s)
absolutas, 300
criogénicas, 633
crítica, 117
de combustión adiabática, 780
de ebullición, 113
del nitrógeno a presión atmosférica, 115
de estancamiento, 838, 839, 848
de flama adiabática, 780
de frontera del sistema extendido, 784
de ignición, 764
de inversión, 676
de punto de rocío, 732
de saturación, 113
adiabática, 733
diferencia de, 821
diferencia finita de, 294
dinámica, 839
disminución de, 235
estática, 839
máxima de inversión, 676
pseudocrítica, 696
reducida, 139
termodinámica de la frontera, 334
total, 839
Temperatura de bulbo
húmedo, 734
seco, 730
Tensión superficial, 68, 248
trabajo de, 68
Teorema de transporte de Reynolds, 248
Teoría
calórica, 61
cinética, 61
de flujo compresible, 390
del flujo de gas enrarecido, 13
Tercera
ley de la termodinámica, 345, 784
relación
de Maxwell, 670
isentrópica para los gases ideales, 356
Termodinámica
aplicaciones de la, 3
área de aplicación de la, 191
clásica, 3
estadística, 3
primera ley de la, 2
segunda ley de la, 2

Termómetro de gas
a volumen constante, 18, 19
ideal, 301
Termopar, 642
Tipos de refrigerante, 623
Tobera(s), 229
convergente-divergente, 837, 845, 847, 855
convergentes, 837, 846
de Laval, 846
eficiencia isentrópica de una, 373
sobreexpandida, 871
subsónicas, 846
supersónicas, 847
Toneladas de refrigeración, 610
Torr, 26
Torre de enfriamiento
de tiro natural, 748
húmedo, 747
Trabajo, 56, 62, 377
concepto de, 62
de compresión del flujo estacionario, 365
de flecha, 66, 81
de flujo, 58, 222, 223, 249
de los alrededores, 428
de polarización eléctrica, 70
de presión, 249
de resorte, 67
de tensión superficial, 68
definición de, 7
desperdiciado, potencial de, 465
eléctrico, 65, 70
en cuasiequilibrio, 360
interacciones de, 62, 66
interior, 53
magnético, 70
modos no mecánicos de, 70
neto de un ciclo de turbina de gas, 518
perdido, 444
real, 428
salida de, 172, 227
salida neta de, 172
transferencia de, 73, 247
útil, 428
salida máxima de, 465
Trabajo de frontera, 164
con respecto al tiempo, 248
móvil, 164
Trabajo reversible, 428, 446, 458, 785
de fronteras móviles, 360
de salida, 360
definición de, 428
Transductor de capacitación, 33
Transductores de presión, 32
absoluta, 33
con medidor de deformación, 33
de estado sólido, 33
diferencial, 33
manométrica, 32
Transductores piezoeléctricos, 33
Transferencia
de entropía, 334, 376, 378
mecanismos de, 376
de exergía, 441
de trabajo, 73, 247
isotérmica de calor, 556
neta de potencia, 248
Transferencia de calor, 56, 60, 61, 62, 73, 247, 277, 294, 376, 441
mecanismos de, 62, 91
tasa de, 61
Transferencia de energía
formas de, 73
mecanismos de, 63
sitios de, 191
térmica, 60
Transformaciones de fase, 110
Tratado de Convención Métrica, 5
Trayectoria del proceso, 15
Tubo(s) de
Bourdon, 32
Venturi, 845
Turbina(s), 232
adiabática, 369
proceso ideal para una, 369
de gas, trabajo neto de un ciclo de, 518
eficiencia isentrópica de una, 369
Turbofan, 526
Turbopropulsor, 526, 527
Turborreactor, 522
empuje de un, 522
Turboventilador, 526

U

Unidad
de energía, 7
cinética, 228
de potencia, 7
de presión, 58
para los calores específicos, 178
Unidad de fuerza en el
SI, 5, 6
sistema inglés, 6
Unidades, 3
de potencia, 62
del sistema inglés, 6
fundamentales del SI, 5
motrices de velocidad variable, 286
no primarias, 9
primarias, combinaciones de, 9
secundarias, 9
Uniforme, concepto de, 16
United States Customary System (USCS), 4
Utilización de combustibles, eficiencia anual de, 78

V

Vacío
absoluto, 22
congelación por, 116
presión de, 22
refrigeración por, 115
Valor promedio de ingesta calórica, 193
Valores de entropía absoluta
de gas ideal, 784
para diversos combustibles, 784
Válvula(s)
de admisión, 493
de escape, 493
de estrangulamiento, 235
Vapor, 556, 727
a punto de condensarse, 112
binario, ciclo de, 587, 591
de agua, 147
húmedo, 112, 127
pérdida de calor de, 561
presión de, 147, 728
refrigeración por compresión de, 307
saturado, 62, 112, 127, 130, 616
sobresaturado, 884
Vapor, ciclo
combinado de gas y, 587
de potencia de, 556
de refrigeración por compresión de, 283
de turbina de, 587
ideal de refrigeración por compresión de, 612
Vapor sobrecalentado, 130
características del, 131
región de, 118
Vaporización
calor latente de, 25
entalpía de, 125, 666
instantánea, cámara de, 630
Velocidad
de fluido, 249
del sonido, 841
promedio, 217
sónica, 841
variable, unidades motrices de, 286
Ventaja(s)
del amoniaco, 624
mecánica ideal, 26
Ventilador, 232
Videógrafo de Schlieren, 870
Volumen
de componente, 695
de control, 11
de desplazamiento, 493
de espacio libre, 493
parcial, 695
Volumen específico, 13
crítico, 117
definición de, 13
pseudorreducido, 141
relativo, 358
Volúmenes de control, 216, 222

W

Watt, 7

Z

Zona de amortiguamiento, 378, 446

Nomenclatura

a	Aceleración, m/s^2
a	Función de Helmholtz específica, $u - Ts$, kJ/kg
A	Área, m^2
A	Función de Helmholtz, $U - TS$, kJ
AF	Relación aire-combustible
c	Velocidad del sonido, m/s
c	Calor específico, kJ/kg · K
c_p	Calor específico a presión constante, kJ/kg · K
c_v	Calor específico a volumen constante, kJ/kg · K
COP	Coeficiente de desempeño
COP_{BC}	Coeficiente de desempeño de una bomba de calor
COP_{R}	Coeficiente de desempeño de un refrigerador
d, D	Diámetro, m
e	Energía total específica, kJ/kg
E	Energía total, kJ
ec	Energía cinética específica, $V^2/2$, kJ/kg
EC	Energía cinética total, $mV^2/2$, kJ
EER	Índice de eficiencia de la energía
ep	Energía potencial específica, gz, kJ/kg
EP	Energía potencial total, mgz, kJ
F	Fuerza, N
FA	Relación combustible-aire
fm	Fracción de masa
g	Aceleración de la gravedad, m/s^2
g	Función de Gibbs específica, $h - Ts$, kJ/kg
G	Función de Gibbs total, $H - TS$, kJ
h	Coeficiente de transferencia de calor por convección, W/m^2 · °C
h	Entalpía específica, $u + Pv$, kJ/kg
H	Entalpía total, $U + PV$, kJ
$\bar{h}_c$	Entalpía de combustión, kJ/kmol de combustible
$\bar{h}_f$	Entalpía de formación, kJ/kmol
$\bar{h}_R$	Entalpía de reacción, kJ/kmol
HHV	Poder calorífico superior, kJ/kg de combustible
i	Irreversibilidad específica, kJ/kg
I	Corriente eléctrica, A
I	Irreversibilidad total, kJ
k	Relación de calores específicos, c_p/c_v
k_s	Constante del resorte
k_t	Conductividad térmica
K_p	Constante de equilibrio
LHV	Poder calorífico inferior, kJ/kg de combustible
m	Masa, kg
$\dot{m}$	Tasa de flujo de masa, kg/s
M	Masa molar, kg/kmol
Ma	Número de Mach
n	Exponente politrópico
N	Cantidad de moles, kmol
P	Presión, kPa
P_{cr}	Presión crítica, kPa
P_i	Presión parcial, kPa
P_m	Presión de la mezcla, kPa
PME	Presión media efectiva
P_r	Presión relativa
P_R	Presión reducida
P_v	Presión de vapor, kPa
P_o	Presión ambiente
q	Transferencia de calor por unidad de masa, kJ/kg
Q	Transferencia total de calor, kJ
$\dot{Q}$	Tasa de transferencia de calor, kW
Q_H	Transferencia de calor de/a depósito de alta temperatura, kJ
Q_L	Transferencia de calor de/a depósito de baja temperatura, kJ
r	Relación de compresión
R	Constante del gas, kJ/kg · K
r_c	Relación de corte de admisión
r_p	Relación de presión
R_u	Constante universal de los gases, kJ/kmol · K
s	Entropía específica, kJ/kg · K
S	Entropía total, kJ/K
s_{gen}	Generación específica de entropía, kJ/kg · K
S_{gen}	Generación total de entropía, kJ/K
SG	Peso específico relativo o densidad relativa (*specific gravity*)
t	Tiempo, s
T	Temperatura, °C o K
T	Torque o par de momento, N · m
T_{bh}	Temperatura de bulbo húmedo, °C
T_{bs}	Temperatura de bulbo seco, °C
T_{cr}	Temperatura crítica, K
T_f	Temperatura del fluido promedio, °C
T_H	Temperatura del depósito caliente, K
T_L	Temperatura del depósito frío, K
T_{pr}	Temperatura de punto de rocío
T_R	Temperatura reducida
T_0	Temperatura ambiente, °C o K
u	Energía interna específica, kJ/kg
U	Energía interna total, kJ
v	Volumen específico, m^3/kg
v_{cr}	Volumen específico crítico, m^3/kg

v_r	Volumen específico relativo
v_R	Volumen específico seudorreducido
V	Volumen total, m^3
$\dot{V}$	Tasa de flujo volumétrico, m^3/s
$\mathbf{V}$	Voltaje, V
V	Velocidad, m/s
V_{prom}	Velocidad promedio
w	Trabajo por unidad de masa, kJ/kg
W	Trabajo total, kJ
$\dot{W}$	Potencia, kW
W_{ent}	Trabajo consumido, kJ
W_{sal}	Trabajo producido, kJ
W_{rev}	Trabajo reversible, kJ
x	Calidad
x	Exergía específica, kJ/kg
X	Exergía total, kJ
x_{dest}	Destrucción específica de exergía, kJ/kg
X_{dest}	Destrucción de exergía total, kJ
$\dot{X}_{dest}$	Tasa de destrucción de exergía total, kW
y	Fracción molar
z	Elevación, m
Z	Factor de compresibilidad
Z_h	Factor de desviación de entalpía
Z_s	Factor de desviación de entropía

Letras griegas

α	Absorcividad
α	Compresibilidad isotérmica, 1/kPa
β	Expansividad volumétrica, 1/K
Δ	Cambio finito de cantidad
ε	Emisividad
ϵ	Eficacia o efectividad
η_{ter}	Eficiencia térmica
η_{II}	Eficiencia según segunda ley
θ	Energía total de un fluido en movimiento, kJ/kg
μ_{JT}	Coeficiente de Joule-Thomson, K/kPa
μ	Potencial químico, kJ/kg
ν	Coeficiente estequiométrico
ρ	Densidad, kg/m^3
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
μ_n	Esfuerzo normal, N/m^2
σ_s	Tensión superficial, N/m
ϕ	Humedad relativa
ϕ	Exergía específica de sistema cerrado, kJ/kg
Φ	Exergía total de sistema cerrado, kJ
ψ	Exergía de corriente, kJ/kg
γ_s	Peso específico, N/m^3
ω	Humedad específica o absoluta, kg H_2O/kg de aire seco

Subíndices

a	Aire
abs	Absoluto
real	Real
atm	Atmosférico
prom	Promedio
c	Combustión
cr	Punto crítico
entrada	Condiciones a la entrada
f	Líquido saturado
fg	Diferencia de propiedades de líquido saturado y vapor saturado
g	Vapor saturado
gen	Generación
H	Alta temperatura (como en T_H y Q_H)
i	i-ésimo componente
L	Baja temperatura (como en T_L y Q_L)
m	Mezcla
r	Relativo
R	Reducido
rev	Reversible
s	Isentrópico
salida	Condiciones de salida
sat	Saturado
alr	Alrededores
sis	Sistema
t	Transversal
v	Vapor de agua
VC	Volumen de control
0	Estado muerto
1	Estado inicial o a la entrada
2	Estado final o a la salida

Superíndices

$\dot{}$ (punto superior)	Cantidad por unidad de tiempo
$\bar{}$ (guión superior)	Cantidad por unidad molar
° (círculo)	Estado estándar
* (asterisco)	Cantidad a 1 atm de presión

Factores de conversión

DIMENSIÓN	MÉTRICO	MÉTRICO/INGLÉS
Aceleración	1 m/s^2 = 100 cm/s^2	1 m/s^2 = 3.2808 ft/s^2 1 ft/s^2 = 0.3048* m/s^2
Área	1 m^2 = 10^4 cm^2 = 10^6 mm^2 = 10^{-6} km^2	1 m^2 = 1 550 in^2 = 10.764 ft^2 1 ft^2 = 144 in^2 = 0.09290304* m^2
Densidad	1 g/cm^3 = 1 kg/L = 1 000 kg/m^3	1 g/cm^3 = 62.428 lbm/ft^3 = 0.036127 lbm/in^3 1 lbm/in^3 = 1 728 lbm/ft^3 1 kg/m^3 = 0.062428 lbm/ft^3
Energía, calor, trabajo, energía interna, entalpía	1 kJ = 1 000 J = 1 000 N · m = 1 kPa · m^3 1 kJ/kg = 1 000 m^2/s^2 1 kWh = 3 600 kJ 1 cal† = 4.184 J 1 IT cal† = 4.1868 J 1 Cal† = 4.1868 kJ	1 kJ = 0.94782 Btu 1 Btu = 1.055056 kJ = 5.40395 psia · ft^3 = 778.169 lbf · ft 1 Btu/lbm = 25 037 ft^2/s^2 = 2.326* kJ/kg 1 kJ/kg = 0.430 Btu/lbm 1 kWh = 3 412.14 Btu 1 termia = 10^5 Btu = 1.055 × 10^5 kJ (gas natural)
Fuerza	1 N = 1 kg · m/s^2 = 10^5 dina 1 kgf = 9.80665 N	1 N = 0.22481 lbf 1 lbf = 32.174 lbm · ft/s^2 = 4.44822 N
Flujo de calor	1 W/cm^2 = 10^4 W/m^2	1 W/m^2 = 0.3171 Btu/h · ft^2
Coeficiente de transferencia de calor	1 W/m^2 · °C = 1 W/m^2 · K	1 W/m^2 · °C = 0.17612 Btu/h · ft^2 · °F
Longitud	1 m = 100 cm = 1 000 mm = 10^6 μm 1 km = 1 000 m	1 m = 39.370 in = 3.2808 ft = 1.0926 yd 1 ft = 12 in = 0.3048* m 1 milla = 5 280 ft = 1.6093 km 1 in = 2.54* cm
Masa	1 kg = 1 000 g 1 tonelada métrica = 1 000 kg	1 kg = 2.2046226 lbm 1 lbm = 0.45359237* kg 1 onza = 28.3495 g 1 slug = 32.174 lbm = 14.5939 kg 1 ton corta = 2 000 lbm = 907.1847 kg
Potencia, velocidad de transferencia de calor	1 W = 1 J/s 1 kW = 1 000 W = 1.341 hp 1 hp‡ = 745.7 W	1 kW = 3 412.14 Btu/h = 737.56 lbf · ft/s 1 hp = 550 lbf · ft/s = 0.7068 Btu/s = 42.41 Btu/min = 2544.5 Btu/h = 0.74570 kW 1 hp de caldera = 33 475 Btu/h 1 Btu/h = 1.055056 kJ/h 1 ton de refrigeración = 200 Btu/min
Presión	1 Pa = 1 N/m^2 1 kPa = 10^3 Pa = 10^{-3} MPa 1 atm = 101.325 kPa = 1.01325 bars = 760 mm Hg a 0°C = 1.03323 kgf/cm^2 1 mm Hg = 0.1333 kPa	1 Pa = 1.4504 × 10^{-4} psia = 0.020886 lbf/ft^2 1 psi = 144 lbf/ft^2 = 6.894757 kPa 1 atm = 14.696 psia = 29.92 in Hg a 30°F 1 in Hg = 3.387 kPa
Calor específico	1 kJ/kg · °C = 1 kJ/kg · K = 1 J/g · °C	1 Btu/lbm · °F = 4.1868 kJ/kg · °C 1 Btu/lbmol · R = 4.1868 kJ/kmol · K 1 kJ/kg · °C = 0.23885 Btu/lbm · °F = 0.23885 Btu/lbm · R

* Factores de conversión exactos entre las unidades métricas e inglesas.

† La caloría se define originalmente como la cantidad de calor requerida para aumentar 1ºC la temperatura de 1 g de agua, pero ésta varía con la temperatura. La caloría de la tabla de vapor internacional (IT), generalmente preferida por los ingenieros, es exactamente 4.1868 J por definición y corresponde al calor específico del agua a 15ºC. La caloría termoquímica, por lo general preferida por los físicos, es exactamente 4.184 J por definición y corresponde al calor específico del agua a temperatura ambiente. La diferencia entre las dos es aproximadamente 0.06 por ciento, lo cual es despreciable. La Caloría con inicial mayúscula utilizada por los nutriólogos en realidad es una kilocaloría (1 000 calorías IT).

DIMENSIÓN	MÉTRICO	MÉTRICO/INGLÉS
Volumen específico	1 m^3/kg = 1 000 L/kg = 1 000 cm^3/g	1 m^3/kg = 16.02 ft^3/lbm 1 ft^3/lbm = 0.062428 m^3/kg
Temperatura	$T(K) = T(°C) + 273.15$ $\Delta T(K) = \Delta T(°C)$	$T(R) = T(°F) + 459.67 = 1.8T(K)$ $T(°F) = 1.8\ T(°C) + 32$ $\Delta T(°F) = \Delta T(R) = 1.8\ \Delta T(K)$
Conductividad térmica	1 W/m · °C = 1 W/m · K	1 W/m · °C = 0.57782 Btu/h · ft · °F
Velocidad	1 m/s = 3.60 km/h	1 m/s = 3.2808 ft/s = 2.237 mi/h 1 mi/h = 1.46667 ft/s 1 mi/h = 1.6093 km/h
Volumen	1 m^3 = 1 000 L = 10^6 cm^3 (cc)	1 m^3 = 6.1024 × 10^4 in^3 = 35.315 ft^3 = 264.17 gal (U.S.) 1 U.S. galón = 231 in^3 = 3.7854 L 1 fl onza = 29.5735 cm^3 = 0.0295735 L 1 U.S. galón = 128 fl onzas
Tasa de flujo volumétrico	1 m^3/s = 60 000 L/min = 10^6 cm^3/s	1 m^3/s = 15 850 gal/min (gpm) = 35.315 ft^3/s = 2 118.9 ft^3/min (cfm)

‡ Caballo de fuerza mecánico. El caballo de vapor eléctrico se toma para que sea exactamente igual a 746 W.

Algunas constantes físicas

Constante universal de los gases	R_u = 8.31447 kJ/kmol · K = 8.31447 kPa · m^3/kmol · K = 0.0831447 bar · m^3/kmol · K = 82.05 L · atm/kmol · K = 1.9858 Btu/lbmol · R = 1 545.37 ft · lbf/lbmol · R = 10.73 psia · ft^3/lbmol · R
Aceleración de la gravedad estándar	g = 9.80665 m/s^2 = 32.174 ft/s^2
Presión atmosférica estándar	1 atm = 101.325 kPa = 1.01325 bar = 14.696 psia = 760 mm Hg (0°C) = 29.9213 in Hg (32°F) = 10.3323 m H_2O (4°C)
Constante de Stefan-Boltzmann	σ = 5.6704 × 10^{-8} W/m^2 · K^4 = 0.1714 × 10^{-8} Btu/h · ft^2 · R^4
Constante de Boltzmann	k = 1.380650 × 10^{-23} J/K
Velocidad de la luz en el vacío	c_o = 2.9979 × 10^8 m/s = 9.836 × 10^8 ft/s
Velocidad del sonido en aire seco a 0ºC y 1 atm	c = 331.36 m/s = 1 089 ft/s
Calor de fusión del agua a 1 atm	h_{if} = 333.7 kJ/kg = 143.5 Btu/lbm
Entalpía de vaporización del agua a 1 atm	h_{fg} = 2 256.5 kJ/kg = 970.12 Btu/lbm